

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

Сторож Ярослав Богданович

622.242.2/043
С22 УДК 62-592.113

**СТАБІЛІЗАЦІЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ
СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК**

Спеціальність 05.05.12 – Машини нафтової і газової промисловості

Дисертація

на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник
доктор технічних наук,
професор Вольченко О.І.

Івано-Франківськ – 2006



d277

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ І СКОРОЧЕНЬ	5
ВСТУП	7

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ І ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ...	14
1.1. Різновиди фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.....	15
1.2. Режими та умови роботи фрикційних вузлів.....	19
1.3. Силова навантаженість і експлуатаційні параметри фрикційних вузлів гальма.....	26
1.4. Зношування фрикційних вузлів гальма та довговічність його елементів	36
1.5. Висновки та задачі досліджень.....	43

РОЗДІЛ 2

ВИБІР МЕТОДІВ І МЕТОДИКИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФРИКЦІЙНОГО ВУЗЛА І ЙОГО ДЕТАЛЕЙ.....

2.1. Вибір методів дослідження.....	45
2.2. Моделювання напружено-деформованого стану ділянки гальмівної стрічки і розподілу сил між нею та фрикційною накладкою.....	48
2.2.1. Початкові положення та припущення.....	48
2.2.2. Методика розрахунку реакцій і переміщень.....	54
2.2.3. Методика розрахунку деформацій і напружень.....	58
2.2.4. Методика побудови та аналізу математичних моделей.....	60
2.3. Моделювання конструктивних і силових параметрів фрикційної накладки та пари тертя.....	65
2.4. Моделювання деформації фрикційного вузла.....	71
2.4.1. Створення моделі вузла.....	71
2.4.2. Методика дослідження деформації СЕ-моделі серійного фрикційного вузла.....	74

2.4.3. Методика дослідження впливу розміщення відтяжок і опори на деформацію елементів фрикційного вузла.....	76
Висновки.....	78

РОЗДІЛ 3

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ФРИКЦІЙНОГО

ВУЗЛА ГАЛЬМА..... 80

3.1. Напружено-деформований стан гальмівної стрічки і розподіл сил між неробочими поверхнями фрикційного вузла.....	80
3.1.1. Силова навантаженість гальмівної стрічки.....	80
3.1.2. Вплив конструктивних параметрів фрикційного вузла та натягу гальмівної стрічки.....	83
3.1.3. Математичні моделі гальмівної стрічки.....	92
3.2. Напружено-деформований стан фрикційної накладки та зношування її робочої поверхні.....	100
3.2.1. Напружено-деформований стан накладки.....	100
3.2.2. Розподіл сил у парі тертя.....	103
3.2.3. Закономірності розподілу сил при зношуванні пари тертя.....	106
3.3. Деформації фрикційного вузла гальма.....	114
3.3.1. При регулюванні зазора між парами тертя і на початку гальмування	114
3.3.2. Під дією розміщення відтяжок і роликів опори.....	119
Висновки.....	121

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВОЇ

НАВАНТАЖЕНОСТІ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-

КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА..... 123

4.1. Задачі стендових експериментальних досліджень.....	123
4.2. Вибір моделі та методів вимірювання.....	123
4.3. Конструкція гальмівного стенда та вимірювальна апаратура.....	134
4.4. Методика вимірювання.....	136

4.4.1. Сил і моментів, що діють на гальмівну стрічку.....	136
4.4.2. Питомого навантаження фрикційного контакту.....	137
4.4.3. Прогину ділянки гальмівної стрічки та зношування фрикційної накладки.....	139
4.5. Результати експериментальних досліджень.....	140
4.5.1. Напружено-деформованого стану ділянки гальмівної стрічки.....	140
4.5.2. Розподілу питомих навантажень фрикційної пари при її зношуванні	144
4.5.3. Дослідної конструкції фрикційного вузла.....	148
Висновки.....	154

РОЗДІЛ 5

УТОЧНЕНІ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ І УДОСКОНАЛЕНІ КОНСТРУКЦІЇ ФРИКЦІЙНОГО ВУЗЛА СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

БУРОВИХ ЛЕБІДОК..... 155

5.1. Напрями удосконалення фрикційних вузлів гальма та методики розрахунку його експлуатаційних параметрів.....	155
5.2. Методики розрахунку експлуатаційних параметрів гальма.....	158
5.2.1. Обґрунтування вибору розрахункової схеми.....	158
5.2.2. Оцінки експлуатаційних параметрів гальма.....	162
5.2.3. Уточнена методика розрахунку експлуатаційних параметрів.....	170
5.3. Удосконалення конструкцій фрикційного вузла для забезпечення рівновеликого зношування.....	178
5.3.1. Накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки.....	178
5.3.2. Окремих накладок.....	186
5.4. Задачі подальших досліджень.....	193
Висновки.....	194
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	197
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	200
ДОДАТКИ.....	213

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ І СКОРОЧЕНЬ

НДС	Напружено-деформований стан
СЕ-модель	Скінчено-елементна модель деталі або вузла
E і ν	Модуль пружності під час розтягу та коефіцієнт Пуассона матеріалу гальмівної стрічки
E_H і ν_H	Те саме для матеріалу фрикційної накладки
e	Ширина фаски на неробочій поверхні фрикційної накладки
h і s	Висота та ширина поперечного перерізу гальмівної стрічки
F	Сила тертя в гальмівній парі
f	Коефіцієнт тертя ковзання в гальмівній парі
$K_{P.C}$ і $K_{P.ш}$	Коефіцієнти нерівномірного розподілу сил у контактах фрикційної накладки зі стрічкою та шківом відповідно
L	Половина довжини проміжку між сусідніми накладками, виміряна по серединній лінії гальмівної стрічки
L_H, L_m	Координата і довжина поверхні номінального контакту накладки зі шківом відповідно
M	Згинальний момент
M_A, M_B, M_K	Згинальні моменти у різних поперечних перерізах гальмівної стрічки
M_T	Гальмівний момент, що розвивається гальмом
m	Коефіцієнт подібності
N	Нормальна реакція в гальмівній парі
n	Кількість накладок на дузі охоплення стрічкою гальмівного шківа
P_k	Проекція рівномірно розподіленої сили між накладкою та стрічкою на ділянці W_k на вісь симетрії накладки
P	Сумарна сила взаємодії стрічки з накладкою на ділянці W_k
Q, Q_H, Q_3	Сила натягу стрічки, її набігаючої та збігаючої гілок
q	Інтенсивність рівномірно розподіленої сили між накладкою та стрічкою на ділянці W_k

R_A	Тангенціальна сила взаємодії накладки та стрічки
R_B	Радіальна сила взаємодії стрічки з накладкою на краю накладки
R	Радіус серединної поверхні гальмівної стрічки
R_H	Радіус поверхні контакту „гальмівна стрічка – фрикційна накладка”
R_u	Радіус робочої поверхні гальмівного шків
t	Тривалість процесу (час)
W, H і Z	Довжина, товщина та ширина фрикційної накладки
W_k і W_x	Довжини ділянок, на яких стрічка контактує та не контактує з накладкою відповідно
α	Половина центрального кута охоплення гальмівною стрічкою фрикційної накладки
α_k і α_x	Центральний кут ділянок накладки W_k і W_x відповідно
β	Половина центрального кута проміжку між накладками
γ	Кут повороту лінії, яка з’єднує крайні точки накладок, внаслідок їхнього нерівномірного зношування
Δ, K	Переміщення в канонічних рівняннях методу сил
Δ_R	Поле розсіювання радіального зазора між накладками та гальмівним шківом
δ, k	Коефіцієнти впливу в канонічних рівняннях методу сил
ε	Радіальний зазор між накладками та шківом
φ	Половина центрального кута – кроку між осями сусідніх накладок
λ	Кут повороту накладки внаслідок її нерівномірного зношування
ξ	Лінійне зношування робочої поверхні фрикційної накладки
σ	Головні напруження
$\sigma_{екв}$	Еквівалентне напруження визначене за IV теорією міцності
ψ	Кутова координата на дузі охоплення стрічки
θ	Кут повороту поперечного перерізу стрічки в місці її контакту з краєм фрикційної накладки

ВСТУП

Вирішальним фактором збільшення видобутку нафти і газу та забезпечення народного господарства енергоносіями є буріння свердловин, оскільки інтенсифікацію геологорозвідувальних робіт та прискорену розробку нафтових і газових родовищ, особливо глибоко розміщених горизонтів, можна забезпечити передовсім розвитком бурових робіт.

У структурі затрат часу на будівництво свердловин спуско-піднімальні операції складають вагомую частку. Ці затрати зростають зі збільшенням глибини свердловин. Більше того, спуско-піднімальні операції не є продуктивними – вони допоміжні. На продуктивність і безаварійність процесу спуску бурильного інструменту має визначальний вплив працездатність головного механічного гальма бурових лебідок. Найбільш простими, надійними, а тому найбільш розповсюдженими механічними гальмами бурових установок у всьому світі є стрічково-колодкові гальма. Разом з тим, умови їхньої роботи та силова і теплова навантаженість досить складні. Тому ресурс фрикційних накладок гальма і надійність роботи фрикційного вузла є найнижчими в буровій лебідці.

У цьому зв'язку удосконалення конструкцій для покращення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є важливим завданням підвищення ефективності бурових робіт.

Актуальність теми

Аналіз виконаних науково-дослідних робіт з дослідження конструкції стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, їхніх експлуатаційних параметрів і методик розрахунку, показали, що існує резерв для вдосконалення конструкції фрикційних вузлів таких гальм і підвищення ефективності процесу гальмування і точності методик розрахунку для проектування.

Таке вдосконалення потребує поглибленого дослідження умов роботи фрикційного вузла, встановлення залежностей напружено-деформованого стану (НДС) його деталей від параметрів конструкції, тертя у фрикційних парах і їхньої силової навантаженості.

Швидкий розвиток комп'ютерної техніки та широке використання потужного прикладного програмного забезпечення дає змогу інтенсифікувати дослідження і зменшити обсяги експериментальних випробувань завдяки створенню і дослідженню моделей деталей і вузлів, що враховують широкий діапазон їхніх конструктивних, механічних і експлуатаційних параметрів.

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 №0195U26337. 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 завдання дослідження

Мета роботи – підвищення ефективності роботи фрикційного вузла стрічково-колодкових гальм шляхом стабілізації його навантаженості на основі моделювання його напружено-деформованого стану та зношування на режимах спуску бурильної колони та буріння й обґрунтування методик розрахунків конструктивних та експлуатаційних параметрів гальма.

Для досягнення вказаної мети необхідно розв'язати наступні задачі:

1. Створити аналітичну модель напружено-деформованого стану ділянки гальмівної стрічки та дослідити закономірності взаємозв'язку параметрів цього стану з конструктивними та механічними параметрами фрикційного вузла під впливом його силової навантаженості.
2. Розробити скінчено-елементну модель напружено-деформованого стану фрикційної накладки; встановити закономірності розподілу питомих навантажень у парі тертя та дослідити процеси зношування під впливом

постійного та змінного навантаження при фіксованих значеннях коефіцієнта тертя.

3. Встановити зв'язок між деформацією фрикційного вузла при регульованих зазорах у парах тертя в розімкненому стані та на початку гальмування із зношуванням робочих поверхонь накладок.
4. Підтвердити експериментальним шляхом на фізичній моделі фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма бурової лебідки теоретично встановлений взаємозв'язок між силовою навантаженістю, напружено-деформованим станом і зношуванням робочих поверхонь фрикційного вузла та його конструктивними параметрами.
5. Удосконалити конструкції фрикційного вузла гальма та оцінити їхню працездатність.
6. Запропонувати уточнену методику розрахунку конструктивних параметрів фрикційного вузла й експлуатаційних параметрів гальма.

Методи дослідження. Для досягнення поставленої мети використовувались методи:

- теоретичної механіки й опору матеріалів для розв'язку статично невизначеної задачі оцінки НДС ділянки гальмівної стрічки, для визначення експлуатаційних параметрів гальма й обґрунтування раціональних конструктивних параметрів фрикційного вузла;

- скінчених елементів для комп'ютерного моделювання НДС фрикційної накладки, фрикційного вузла та дослідної конструкції його ділянки;

- планування багатофакторного експерименту і регресійного аналізу для розробки математичних моделей НДС ділянки гальмівної стрічки, деформації фрикційного вузла в розімкненому стані та на початку гальмування, пошуку раціональних конструктивних параметрів вузла;

- теорії подібності й аналізу розмірностей для експериментального моделювання роботи фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма;

- експериментальний для вимірювання механічними перетворювачами прогину ділянок гальмівної стрічки та розподілу величини зношування

фрикційних накладок по їхній довжині та тензометричний для вимірювання сил, моментів, напружень і визначення питомих навантажень з метою дослідження НДС ділянки гальмівної стрічки та розподілу питомого навантаження в контакті „накладка – гальмівний шків”.

Об’єкт дослідження – фрикційний вузол стрічково-колодкового гальма бурових лебідок.

Предмет дослідження – напружено-деформований стан фрикційного вузла та зношування його фрикційних накладок, вплив стабілізації силової навантаженості фрикційного вузла на ефективність його роботи.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в теоретичному узагальненні та новому розв’язанні наукового завдання, що виявляється у встановленні закономірностей взаємозв’язку конструктивних параметрів, навантаженості, напружено-деформованого стану та зношування робочих поверхонь фрикційного вузла стрічково-колодкових гальм бурових лебідок на режимах спуску бурильної колони та буріння з метою підвищення ефективності його роботи шляхом стабілізації навантаженості фрикційного вузла та обґрунтування методик розрахунків конструктивних і експлуатаційних параметрів гальма. Зокрема, автором вперше:

- розв’язана статично невизначувана задача щодо напружено-деформованого стану ділянки гальмівної стрічки над і між фрикційними накладками, створено її математичну модель, отримано залежності розподілу сил у контакті „стрічка – накладка”, згинальних моментів та еквівалентних напружень від силової навантаженості і конструктивних особливостей ділянки фрикційного вузла;

- промодельовано напружено-деформований стан фрикційної накладки і зношування її робочої поверхні та аналітично оцінено розподіл сил у контакті „гальмівний шків – накладка” при її зношуванні від силової навантаженості, коефіцієнта тертя й особливостей конструкції ділянки фрикційного вузла на стадіях припрацювання й усталеної роботи фрикційної пари;

- одержано залежності розподілу питомого навантаження в контакті „накладка – шків” від зміни силової навантаженості ділянки фрикційного вузла та її конструкції;

- промодельовано деформацію фрикційного вузла в розімкненому стані та на початку гальмування і виявлено зв'язок між розміщенням і силовою дією пристроїв регулювання зазора між парами тертя і зношуванням накладок.

Практичне значення одержаних результатів

Результати досліджень, викладені в роботі, можуть бути використані в проектних організаціях і конструкторських бюро заводів нафтогазового обладнання при проектуванні нових і вдосконаленні існуючих конструкцій стрічково-колодкових гальм.

Основні результати досліджень і методики розрахунку параметрів гальмівних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок використані у ВАТ “Металіст” (м. Стрий, Львівська обл.) і в навчальному процесі кафедри механіки машин у дисципліні “Основи теорії, розрахунку та переміщення вантажів” (розділ “Стрічково-колодкові гальма”).

На захист виносяться:

- закономірності зміни НДС ділянки гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма бурових лебідок і розподілу сил у контакті “стрічка – накладка” з урахуванням її силового навантаження та особливостей конструкції;

- закономірності зміни НДС накладки та розподілу питомого навантаження між робочими поверхнями фрикційного вузла при її зношуванні;

- закономірності деформації гальмівного вузла при розімкненому стані та на початку гальмування, а також взаємозв'язок розміщення пристроїв регулювання гарантованого зазора між робочими поверхнями фрикційного вузла та їхнім зношуванням на початку гальмування;

- удосконалена методика визначення раціонального розміщення фрикційних накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки;

- удосконалені методики визначення експлуатаційних параметрів гальма та напружень гальмівної стрічки, а також розмірів фаски з боку неробочої поверхні накладки при оцінці їхньої сумісної податливості;

- удосконалені конструкції фрикційного вузла та його деталей, у яких досягається стабілізація їхньої навантаженості, для підвищення ресурсу й ефективності роботи стрічково-колодкового гальма.

Апробація роботи. Основні положення роботи доповідались та обговорювались на: міжнародному конгресі „Механіка і трибологія транспортних систем 2003” (м. Ростов-на-Дону, Росія, 2003 р.); 5-му міжнародному симпозиумі з фрикційних виробів і матеріалів (м. Ярославль, Росія, 2003 р.); Conferenței Stiintifice cu participarea internationala, Fascicola: Mecanica, Tribologie, Technologia Constructiilor de Masini (м. Бая Марє, Румунія, 2003 р.); шостому міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків (м. Львів, 2003 р.); The International Meeting of the Carpathian Region Specialists in the Field of Gears. Advanced Methods and Trends in Production Engineering. (м. Бая Марє, Румунія, 2004 р.); 8-й Міжнародній науково-практичній конференції "Нафта і газ України-2004" (м. Судак, 2004 р.); The National Meeting with International Participation NORDTECH 2004 (м. Бая Марє, Румунія, 2004 р.); розширених наукових семінарах кафедр механіки машин (м. Івано-Франківськ, 2005 р.) і нафтогазового обладнання (м. Івано-Франківськ, 2006 р.) національного технічного університету нафти і газу.

Особистий внесок здобувача:

1. Створено математичну модель НДС ділянки гальмівної стрічки над і між фрикційними накладками з урахуванням розмірів, механічних властивостей матеріалу та силової навантаженості стрічки, встановлено розподіл сил між неробочими поверхнями стрічки та накладки [22].

2. Розроблено та досліджено скінчено-елементну модель НДС фрикційної накладки, встановлено закономірності розподілу питомого навантаження в контактні „накладка – гальмівний шків” при її зношуванні [95].

3. Розроблено та досліджено скінчено-елементну модель деформації фрикційного вузла в розімкненому стані та на початку гальмування.

Проаналізовано вплив розміщення пристроїв регулювання зазора між робочими поверхнями накладок і шківа на їхнє зношування на початку гальмування. Отримано аналітичні залежності впливу нерівномірного зношування робочих поверхонь накладок по довжині на експлуатаційні параметри гальма [120, 121].

4. Отримано аналітичні залежності для удосконаленого розрахунку експлуатаційних параметрів гальма з урахуванням особливостей конструкції його фрикційного вузла, силової навантаженості і коефіцієнта тертя [94, 116, 121].

5. Розроблено й аналітично обґрунтовано нові схеми конструкцій фрикційного вузла, що підвищують його ефективність і ресурс [21, 32, 79, 80, 94].

Публікації. По темі дисертації опубліковано 10 наукових праць, з яких 8 статей (дві одноосібні), одні тези доповіді та один деклараційний патент на винахід України.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація містить: перелік умовних позначень, символів і скорочень, вступ, п'ять розділів, висновки, список використаних джерел із 122 найменувань, додатки. Основна частина дисертаційної роботи викладена на 183 сторінках комп'ютерного набору і містить 57 рисунків і 12 таблиць, які займають 40 сторінок. Загальний обсяг дисертації – 248 сторінок.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ І ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ

Постійне зростання потреб у паливно-енергетичних ресурсах як в Україні, так і загалом у світі вимагає інтенсифікації робіт з розробки відомих і пошуку нових родовищ нафти і газу. Це, в свою чергу, потребує значного збільшення обсягу експлуатаційного та глибокого розвідувального буріння [55]. Національною програмою „Нафта і газ України до 2010 року” передбачено збільшити обсяг буріння на 74% і довести його в 2010 році до 1 млн. 45 тис. м. Обсяг буріння на газ заплановано збільшити в 2,3 раза, на нафту – в 1,8 раза, розвідувального буріння – в 1,44 раза.

Значне збільшення активності провідних нафтогазовидобувних компаній в останні роки спостерігаються в усьому світі [119, 120, 123]. В США в 2004 р. працювали 1162 бурові установки, 1040 з яких стали задіяними протягом того ж року. Кількість установок, зайнятих на підводному бурінні з 2002 по 2004 р., зросла з 3 до 93 у Мексиканській затоці, з 18 до 167 в Канаді. Значно збільшилась активність бурових робіт, що проводяться фірмами Statoil і Norsk Hydro ASA в Північному морі, відзначається активність нафтогазовидобувних компаній у Росії, Мексиці, Венесуелі, Нігерії, Індії, Бразилії. Так, у 2004 р. планували збільшити витрати на буріння: російське ВАТ „Газпром” – на 53% (до 1,2 млрд. дол.), а Statoil ASA (Норвегія) – на 20%, Remington Oil and Co (США) – на 21%. Поряд з цим зазначається, що прискорення проходки на 50% знижує собівартість буріння свердловин на 25-30%. Тому вдосконалення конструкції бурових установок, зокрема з метою забезпечення скорочення тривалості непродуктивних спуско-піднімальних операцій заміни бурового інструменту і відновлення працездатності вузлів з малим ресурсом, є питанням важливим і на часі.

Відомо [67, 96], що в головних механічних гальмах бурових лебідок, а це за незначним винятком є стрічково-колодкові гальма, силами тертя поглинається до 1/4-1/3 всієї кінетичної енергії на спускання колони бурильних труб у свердловину. Високі силові та теплові навантаження, а також швидкості ковзання

у фрикційних контактах гальм супроводжуються їхнім інтенсивним зношуванням. При цьому зношування робочих поверхонь фрикційних накладок відбувається у 8-10 разів швидше, ніж робочої поверхні гальмівного шківів.

1.1. Різновиди фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок

Конструкція фрикційного вузла стрічково-колодкових гальм бурових лебідок та його силова навантаженість в значній мірі є визначальною для основних експлуатаційних параметрів гальма: гальмівних сил і моментів, сили натягу гілок стрічки та питомих навантажень пар тертя, а також довговічності фрикційних деталей. Тому дослідження НДС деталей фрикційного вузла та їхньої силової навантаженості є важливим засобом у пошуку нових конструктивних рішень і підвищенні точності методів проектування.

Фрикційний вузол стрічково-колодкового гальма бурової лебідки охоплює три групи елементів: гальмівну стрічку, на дузі охоплення якої змонтовані фрикційні накладки і пристрої регулювання зазора між гальмівним шківом і фрикційними накладками. За способом прикладення сили натягу до гальмівного вузла (стрічки) розрізняють фрикційні вузли, у яких навантаження прикладається:

- безпосередньо до гілок гальмівної стрічки;
- до башмаків на обох гілках гальмівних стрічок;
- комбінованим способом до збігаючої гілки стрічки через башмак, а до набігаючої – безпосередньо.

Фрикційні вузли першого типу застосовують у лебідках ЛБ-750, ЛБУ-1200 У2-4-5, У2-5-5, У2-2-11 та ін. бурових установок БУ-75Бр, БУ-75БрЕ, БУ-2500ЕУ, БУ-3Д, БУ-5Д [4]. Така конструкція найбільш проста і зручна для виконання монтажних і демонтажних робіт при заміні фрикційних накладок. Однак дуга охоплення гальмівною стрічкою в таких гальмах складає, зазвичай, 270-290°.

Фрикційні вузли другого типу дають змогу значно збільшити дугу охоплення стрічкою гальмівного шківів (до 320-330°, рідко до 345-350° [48]),

зменшити зусилля натягу набігаючої гілки стрічки, уникнути виходу з контакту з гальмівним шківом першої (з боку набігаючої гілки стрічки) накладки в процесі зношування накладок і шківа. Однак маса та розміри таких вузлів істотно збільшуються, що утруднює їхнє обслуговування при заміні зношених накладок. Тому такі конструкції не набули широкого застосування. Їх використовують, наприклад, для бурових установок БУ-300Е на лебідках У2-300 [4].

Більш ефективними виявились фрикційні вузли третього типу. Вони поєднують переваги конструкції другого типу з достатньою зручністю монтування та демонтування. Компенсація зношування фрикційних накладок і шківа здійснюється як на набігаючій, так і на збігаючій гілках гальмівної стрічки, що дає змогу уникнути зменшення робочої поверхні накладок, які взаємодіють зі шківом. Такі конструкції застосовуються на більшості сучасних бурових установок стаціонарних і мобільних, наприклад, БУ80Бр, БУ-4000ДГУ, БУ-5000ЕР (лебідки ЛБУ-1100, ЛБУ-1700, ЛБУ-3000), F-320-ЕС-U (лебідка TF-38.E) [4, 48, 50, 67, 76].

Зауважимо, що у відомих методиках розрахунку експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм [48, 11] не виділяються відмінності в способах під'єднання фрикційного вузла до рухомих і нерухомих тяг гальма.

Оскільки кут охоплення шківа гальмівною стрічкою з накладками в стрічково-колодкових гальмах менший за 360° , і між накладками вздовж стрічки є проміжок, то сумарна площа роботи поверхонь фрикційних накладок стрічково-колодкового гальма (A_n) менша за площу робочої поверхні шківа ($A_{ш}$).

Тому коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя таких гальм $K_{\text{вз}} < 1$ ($K_{\text{вз}} = A_n / A_{ш}$). Відомо [2], що зі збільшенням $K_{\text{вз}}$ гальмівний момент збільшується, за умови однакового питомого навантаження фрикційної пари, коефіцієнта тертя і конструктивних параметрів фрикційного вузла. Однак при цьому збільшується теплове навантаження пари та зменшується можливість охолодження робочої поверхні гальмівного шківа в процесі гальмування [2, 3], що негативно відбивається на експлуатаційних параметрах гальм.

За способом кріплення фрикційних накладок до гальмівної стрічки розрізняють вузли з жорстким і шарнірним кріпленням.

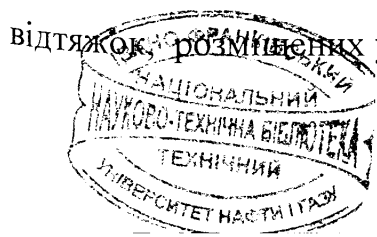
Жорстке кріплення накладок, виготовлених із фрикційного матеріалу, до гальмівної стрічки реалізується за допомогою заклепок або болтів з гайками через отвори або пази типу ластівчиного хвоста в накладці (див. рис. 1.1 а, б, в).

При шарнірному закріпленні [43, 45] накладку 1 з'єднують зі стрічкою 2 за допомогою пальця 3 (див. рис. 1.1 г). Для прискорення монтажних робіт палець притягується до стрічки підпружиненим клином 4. Зусилля зсуву накладки відносно стрічки сприймаються гвинтами 5.

Найбільш поширеною конструкцією шарнірного кріплення накладки до стрічки є кріплення за допомогою кінців (вусиків) кріпильної планки, що входять в овальні пази стрічки та загинаються (рис. 1.1 д). Тіло планки заформовується в накладку під час її виготовлення. Для запобігання зсуву накладок і попадання однієї накладки під іншу (у разі відриву від стрічки) у проміжку між накладками на стрічці встановлюються планки-розділювачі.

Слід відмітити, що шарнірне кріплення накладок до стрічки застосовується на бурових лебідках російського виробництва в поєднанні з відносно короткими (зазвичай 120 мм) фрикційними накладками. Виробники бурового обладнання країн Західної і центральної Європи й Америки використовують фрикційні накладки, довжина яких, зазвичай, становить 254 або 305 мм. Їх закріплюють на стрічці двома-трьома рядами болтів з гайками. До 60-х років минулого століття радянські виробники бурового обладнання використовували аналогічні конструкції фрикційних вузлів. Однак завдяки дослідженням, передовсім, Б.Злобіна [43, 45] і Г.Шахмалієва [111] перейшли на випуск конструкцій фрикційних вузлів із шарнірним кріпленням до стрічок відносно коротких накладок. Як зазначалось у працях [43, 111], така зміна конструкції сприяла її спрощенню, зменшенню витрат на заміну зношених накладок і зниженню інтенсивності зношування.

За конструкцією і розміщенням пристроїв регулювання зазора між фрикційними накладками та гальмівним шківом під час розмикання гальма розрізняють фрикційні вузли з підпружиненими відтяжками (дві та більше відтяжок, розміщених у першому та другому квадрантах дуги охоплення стрічки)



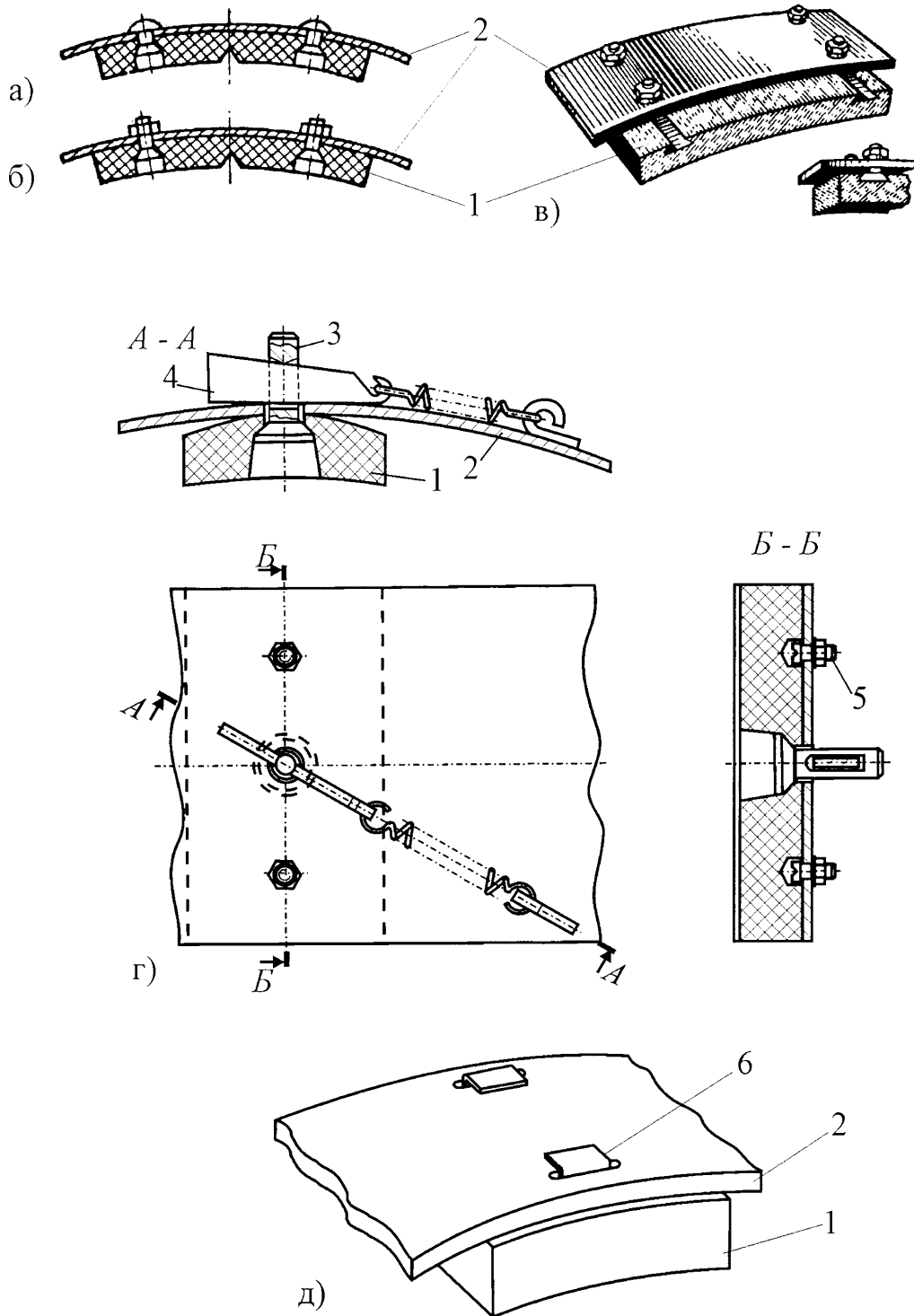


Рис. 1.1 а, б, в, г, д. Типи жорсткого (а, б, в) та шарнірного (г, д) кріплення фрикційних накладок до гальмівної стрічки за допомогою: а – заклепок; б – болтового з'єднання; в – з'єднання „ластівчин хвіст”; г – підпружиненого пальця; д – кріпильних вусиків; 1 – фрикційна накладка; 2 – гальмівна стрічка; 3 – підпружинений палець; 4 – пластина-клин; 5 – кріпильні гвинти; 6 – кріпильна пластина

та поєднанням підпружинених відтяжок з підтримуючими роликами. Останні розміщують у нижній частині гальма, тобто у третьому квадранті дуги охоплення. Як показує досвід, роликові конструкції простіші та надійніші при регулюванні зазора між накладками і шківом.

Чим менша кількість пристроїв регулювання зазора, тим, як правило, менша трудомісткість регулювання. Однак зі збільшенням кількості цих пристроїв можна точніше відрегулювати зазор, уникнути контакту частини накладок зі шківом у розкритому гальмі та зменшити хід важеля керування гальмом у процесі гальмування.

Принадгдно зауважимо, що в усіх відомих автору працях [2, 4, 10, 35, 34, 43-45, 48-50, 53, 67, 76, 86, 96, 111], присвячених конструкції й експлуатації стрічково-колодкових гальм, призначення підпружинених відтяжок і роликів обмежується тільки забезпеченням належного зазора у фрикційній парі.

Відомо, що ефективність роботи машин і механізмів залежить не тільки від їхньої конструкції, а і від режимів та умов експлуатації. Тому перейдемо до аналізу кінематичних і динамічних параметрів роботи фрикційних вузлів бурових лебідок.

1.2. Режими та умови роботи фрикційних вузлів

При бурінні нафтових і газових свердловин головне механічне гальмо бере участь у виконанні [53]:

- спуско-піднімальних операцій з бурильними трубами ;
- спуску обсадних колон у свердловину при її кріпленні;
- утримання на вазі бурильного інструменту під час з'єднання-роз'єднання бурильних свічок або промивання свердловини;
- підтримання на вазі бурильного інструменту під час буріння з його повільною подачею в міру поглиблення вибою.

Для аналізу навантаженості фрикційних вузлів механічного гальма розглянемо докладніше весь цикл роботи бурової установки за рейс одного долота

[48, 49]. Він охоплює спуск бурильного інструменту з циклічним збільшенням навантаження на гак на вагу бурильної свічки до найбільшої для даної глибини свердловини, декількох періодів буріння, які перериваються для нарощування бурильної колони через кожні 6, 9 або 12 м поглиблення свердловини та піднімання бурильного інструменту для його заміни з циклічним зменшенням навантаження на гак в міру виймання кожної свічки.

Енергетичні, силові та кінематичні зміни, що відбуваються в спуско-піднімальній системі бурової установки в циклі спуску бурильного інструменту на довжину однієї свічки бурильних труб, зображені на рис. 1.2-1.4.

На рис. 1.2 використані наступні позначення:

t_e – піднімання ненавантаженого елеватора; при цьому швидкість руху найбільша ($V_1=6$ м/с); $t_e \approx 5$ с; $E_k = (m_e + m_k) \cdot V_1^2 / 2$, де m_e – маса елеватора; m_k – маса кронблока;

t_3 – час захоплення елеватором чергової свічки; при цьому гальмо замкнене, шківни не обертаються; $t_3 \approx 6$ с;

t_y – час припіднімання свічки над столом ротора; при цьому шківни обертаються; швидкість піднімання $V_2=0,5$ м/с; $E_k = (m_e + m_k + m_c) \cdot V_2^2 / 2$; де m_c – маса однієї свічки; $t_y \approx 5$ с;

t_c – час кріплення свічки з колоною бурильних труб (час згвинчування); гальмо замкнене; $t_c \approx 7$ с;

t_n – час, затрачений на припіднімання колони над столом ротора для звільнення її від пневмоклинів; $t_n \approx 3$ с; $V_3=0,5$ м/с; при цьому шківни обертаються; $E_k = (m_e + m_k + m_m) \cdot V_3^2 / 2$, де m_m – маса колони бурильних труб;

t_i – час спуску колони бурильних труб на довжину однієї свічки; при цьому колона бурильних труб знаходиться спочатку у вільному падінні, пізніше рухається з усталеною швидкістю зазвичай до 3 м/с, а потім сповільнено до повної зупинки; середня швидкість руху $V_{сер} \approx 1-1,4$ м/с; $t_i \approx 16-28$ с (див. рис. 1.3); $E_k = (m_e + m_k + m_m) \cdot V_{сер}^2 / 2$;

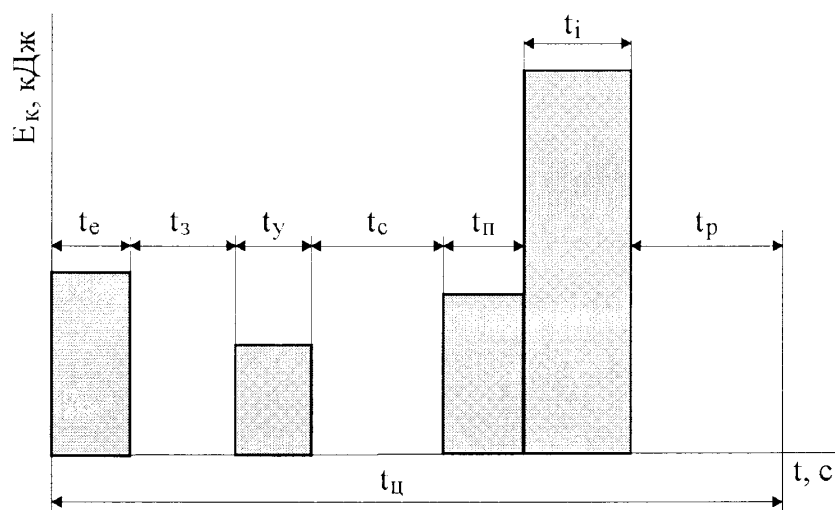


Рис. 1.2. Діаграма зміни кінетичної енергії, що поглинається фрикційними вузлами гальма бурової лебідки в циклі спуску однієї свічки [96]

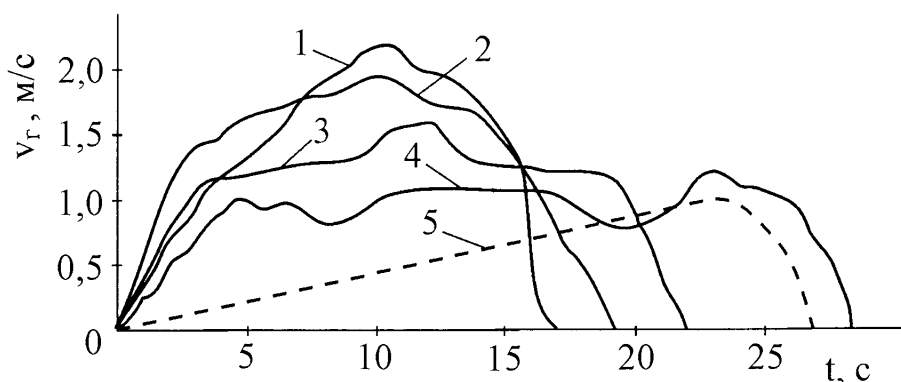


Рис. 1.3. Графіки зміни швидкості руху елеватора при спуску колони бурильних труб різної ваги в МН [49]:

1 – 0,03; 2 – 0,28; 3 – 0,43; 4 – 1,05; 5 – ненавантаженого елеватора

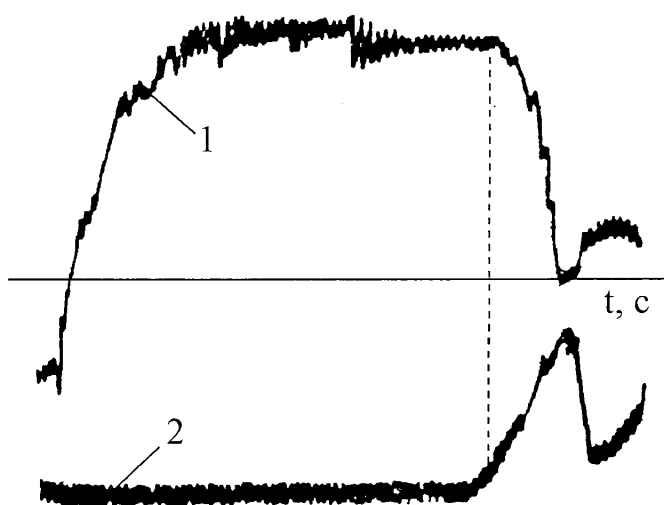


Рис. 1.4. Осцилограми зміни кутової швидкості ω (1) вала бурової лебідки та гальмівного моменту M_r (2), створюваного стрічково-колодковим гальмом при спуску колони бурильних труб на довжину однієї свічки [14]

t_p – час зняття елеватора з колони; $t_p \approx 10$ с; при цьому гальмо розімкнене, а шків нерухомі;

$t_{\text{ц}}$ – час циклу спуску колони бурильних труб на довжину однієї свічки; $t_{\text{ц}} \approx 72$ -84 с.

Слід зазначити, що механічне гальмо поглинає всю енергію E_k під час спуску колони бурильних труб відносно невеликої ваги. В таких випадках графік швидкості руху навантаженого елеватора має трикутну форму (див. рис. 1.3, крива 1). Зі збільшенням ваги труб швидкість їхнього спуску регулюється з використанням допоміжного гідродинамічного гальма. На діаграмі швидкості появляється ділянка зі значенням швидкості V_k близьким до постійної. При цьому графік набуває трапецієвидної форми (графіки 2-4 на рис. 1.3). Інтенсивність гальмування та кількість енергії, що поглинається допоміжним гальмом, збільшується при збільшенні ваги бурильної колони. Тому частка енергії, яку поглинає головне механічне гальмо змінюється мало. Так, за даними М.Винницького [14] збільшення ваги колони в тричі (з 10 до 30 кН) супроводжується збільшенням роботи механічного гальма всього на 22%. Для глибоких свердловин при правильному використанні гідродинамічного гальма частка енергії, поглинутої механічним гальмом, може складати 16 – 25% [14].

Потрібно підкреслити, що при малих швидкостях обертання вала лебідки гідродинамічне гальмо майже не працює – гальмівний момент створюється лише механічним гальмом. Тому в момент перед остаточною зупинкою колони силове навантаження на гальмівну систему бурової лебідки є найбільшим і сприймається тільки фрикційними вузлами стрічково-колодкових гальм (див. рис. 1.4).

З графіків на рис. 1.3 видно, що залежно від ваги колони бурильних труб і від глибини, до якої проводиться її спуск, тривалість гальмування в кожному циклі змінюється. Поряд з цим інтервал часу між гальмуваннями короткий і змінюється незначно. Внаслідок чого температура поверхонь тертя гальма зростає. З підвищенням теплового стану гальмівного механізму збільшується перепад температур його поверхонь тертя і зовнішнього середовища. При цьому збільшується і тепловіддача від поверхонь гальма в довкілля. Експериментально

встановлено [24, 25, 62, 69], що після деякого числа циклів спуску бурильних свічок встановлюється теплова рівновага. Середня температура фрикційних деталей гальма може сягати 250-350°C, а на контактній поверхні – 800°C і більше.

При повному навантаженні стрічково-колодкового гальма на його фрикційних поверхнях розвиваються змінні (циклічні) питомі навантаження, що досягають 1,2 МПа, робота гальмування складає $4 \cdot 10^5$ кДж [96], а її потужність до 10000 кВт [49].

При підході до вибою свердловини, щоб уникнути заклинювання нового долота, спуск інструменту сповільнюють. Пізніше його зупиняють і промивають свердловину. Потім починають обертати долото – виконують припрацювання свердловини та вибою до форми нового долота з невеликим його навантаженням. Далі навантаження на долото плавно, але швидко збільшують до найбільшого, потрібного для даних умов буріння. Навантаження регулюють механічним гальмом [49]. Так починається інший режим роботи – буріння.

На відміну від режиму спуску бурильного інструмента, в режимі буріння швидкість руху колони мала, як правило, нижча за 0,03 м/с, а навантаження на фрикційний вузол статичні та менші. Тому потужність гальмування складає всього 5-30 кВт [49]. Однак тривалість цього періоду значно більша. Вона змінюється залежно від типу та конструкції долота, якості його виготовлення, властивостей породи, що буриться, та режиму експлуатації долота в межах від 1,5 до 250 год. [49]. Тому режим буріння має істотний вплив на зношування фрикційних накладок гальма.

Зазначимо, що режим спуску обсадних колон у свердловину істотно не відрізняється від режиму спуску бурильного інструменту, хоча менш тривалий і виконуються тільки при кріпленні свердловини.

Піднімання бурильного інструменту здійснюється в послідовності, протилежній до його спуску. При цьому навантаженість фрикційного вузла механічного гальма є меншою, оскільки в циклі піднімання на довжину однієї свічки бере участь не гальмо, а двигуни приводу бурової лебідки.

Режими роботи механічного гальма для утримування колони труб реалізуються під час спуско-піднімальних операцій для виконання нарощування колони або її вкорочення на одну свічку й у циклі буріння під час промивання та нарощування колони на довжину однієї труби після поглиблення свердловини. Такому режиму властиві статичні навантаження, які є більшими, ніж для режиму буріння на величину навантаження на долото, відсутність переміщень бурильної колони та ковзання в парах тертя механічного гальма (гальмо закрите). Отже, під час режиму утримання на вазі бурильної колони немає зношування пар тертя.

На основі викладеного вище аналізу режимів роботи механічного гальма можна дійти висновку, що при дослідженні НДС його фрикційного вузла та зношування фрикційних накладок можна обмежитись двома режимами навантаженості цього вузла – спуском бурильного інструменту і буріння.

Перший режим є циклічним зі зміною тривалості циклів, найбільшим силовим навантаженням гальмівної стрічки та силовим і тепловим навантаженнями пар тертя в широкому діапазоні швидкостей ковзання, при відносно невеликій тривалості. Тому він класифікується як важкий з аперіодичним повторно-короткотривалим навантаженням [96, 102-104].

Другий характеризується статичним і порівняно стабільним силовим навантаженням, малими і стабільними швидкостями ковзання в парах тертя і відносно великою тривалістю.

Зауважимо, що при виконанні спуско-піднімальних операцій і бурінні механічне гальмо протидіє обертанню вала бурової лебідки в напрямку натягу талевого каната. Отже, навантаження деталей фрикційного вузла є лише одного напрямку, тобто пульсуючим.

Оцінимо найбільші сили натягу гальмівної стрічки, які виникають при режимі спуску бурильного інструменту. Їхній розрахунок можна вести за двома методиками. Перша передбачає врахування статичної ваги найтяжчої колони труб, підвісних частин талевої системи та динамічного навантаження з урахуванням сил і моментів інерції усіх рухомих частин спуско-піднімальної системи [48, 53]. Друга базується на використанні допустимого навантаження на гак талевого

механізму та ваги його підвісних частин [7]. На перший погляд перша методика є точнішою. Проте це не зовсім так, оскільки вона потребує знання швидкостей і прискорень усіх рухомих елементів спуско-піднімального механізму, а також моментів інерції обертових деталей лебідки і талевого механізму, тобто величин, оцінка яких, зазвичай, є наближеною. Тому скористаємося другою методикою.

Розрахунок найбільших сил натягу Q_H і Q_3 в набігаючій і збігаючій гілках гальмівної стрічки виконаємо для гама бурових установок з умовною глибиною буріння від 2500 до 6500 м. Для цього скористаємося формулами [7]

$$Q_H = \frac{P_{\max} + G_T}{Z \cdot i_T} \cdot \frac{D_{\text{сер}}}{D_{\text{ш}}} \cdot [k_T] \cdot \eta_{n.b} \cdot \eta_T \cdot \frac{e^{\varphi_c \cdot f}}{e^{\varphi_c \cdot f} - 1}, \quad Q_3 = \frac{P_{\max} + G_T}{Z \cdot i_T} \cdot \frac{D_{\text{сер}}}{D_{\text{ш}}} \cdot [k_T] \cdot \eta_{n.b} \cdot \eta_T \cdot \frac{1}{e^{\varphi_c \cdot f} - 1}, \quad (1.1)$$

де P_{\max} – допустиме навантаження на гак талевого механізму;

G_T – вага підвісних частин талевого механізму;

Z – число гальмівних шківів; $Z=2$;

i_T – кратність талевої системи;

$D_{\text{ш}}$ – діаметр гальмівного шківа гальма, мм;

$D_{\text{сер}}$ – середній діаметр навивки каната на барабан; за методикою [115] при п'яти рядах навивки $D_{\text{сер}} \approx D_б + d_к + 4\alpha \cdot d_к$;

α – коефіцієнт, що враховує відстань між рядами навивки каната $\alpha=0,9 - 0,93$;

$D_б$ – діаметр бочки барабана, мм;

$d_к$ – діаметр талевого каната, мм;

$[k_T]$ – коефіцієнт запасу гальмування; $[k_T]=1,5$;

η_T і $\eta_{n.b}$ – ККД талевого механізму та піднімального вала лебідки;

$\eta_{n.b}=0,99^3=0,97$; $\eta_T=0,99^{1,5i_T+1}$ [1];

φ_c – кут охоплення гальмівною стрічкою шківа, рад;

f – коефіцієнт тертя ковзання.

Початкові дані для гама бурових установок серійних конструкцій і результати розрахунку Q_H і Q_3 зведено в табл. 1.1.

Перейдемо до розгляду сучасного стану дослідження силового навантаження фрикційного вузла, НДС його деталей, силової взаємодії між ними та з гальмівним шківом і їхнього зв'язку з експлуатаційними параметрами гальма.

Таблиця 1.1

Розрахунок найбільших сил натягу Q_H і Q_3 в набігаючій і збігаючій гілках гальмівної стрічки для серійних бурових установок за даними [7, 53, 74]

Параметр	БУ-2500 ЕУ	БУ-3000 ЕУ-1	БУ-3Д-76	БУ-3Д-86-1	БУ-5000 ЕР	БУ-6500 ЕР	
Умовна глибини буріння, м	2500	3200	5000			6500	
Допустиме навантаження на гак P_{max} , кН	1600	2000	3000	3200	3200	4000	
Бурова лебідка	ЛБ-750	ЛБУ-1200	У2-5-5	ЛБУ-1200	ЛБУ-37-1100	ЛБУ-1700	
Діаметр талевого каната d_T , мм	28	32				35	
Кратність талевої системи i_k	8	10	12				
Маса рухомих частин талевого механізму G_T , кН	60	100	120			150	
Діаметр барабана D_b , мм	700	800			685	835	
Діаметр гальмівного шківа $D_{ш}$, мм	1180	1450			1270	1450	
Кут охоплення гальмівного шківа φ_c , град.	270				322		
ККД талевої системи η_T	0,87	0,85	0,82				
Q_H^* , кН	f=0,25	133	123	147	156	144	188
	f=0,30	122	112	134	143	133	174
	f=0,35	114	105	126	134	126	165
Q_3^* , кН	f=0,25	41	38	45	48	35	46
	f=0,30	30	27	33	35	25	32
	f=0,35	22	20	24	26	18	23

*Примітка: результати обчислені за формулами (1.1).

1.3. Силова навантаженість і експлуатаційні параметри фрикційних вузлів гальма

Силіві навантаження деталей фрикційного вузла, разом із його конструктивними особливостями – використовуваними матеріалами, станом поверхонь фрикційних пар, розміщенням, розмірами та способом закріплення фрикційних накладок – і режимом роботи мають визначальний вплив на працездатність гальм. Від них залежить НДС його деталей, розподіл питомих навантажень у фрикційних парах, тепловий режим роботи і, як наслідок, експлуатаційні параметри гальма.

Гальмівна стрічка є деталлю, яка об'єднує інші деталі в єдиний вузол. Через неї передається сила затягування гальма та притискання накладок до шківів. При недостатній міцності спостерігається розрив стрічки та виникає аварійна ситуація.

Вважається [4, 25, 48, 51, 53], що гальмівна стрічка працює на розтяг – розтягується зусиллями натягу її гілок – збігаючої, набігаючої, – а також гальмівною силою. Хоча таке трактування надмірно спрощене.

В працях Б.Злобіна [43, 45] і Г.Шахмалієва [111], присвячених удосконаленню конструкції фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, досліджувався вплив розмірів фрикційних накладок і способів їхнього кріплення до гальмівної стрічки на її деформацію та експлуатаційні параметри гальм. Були зроблені спроби теоретичного аналізу впливу деформації стрічки на навантаження накладки [43, 45] та експериментального визначення цього впливу, а також впливу зазначених змін конструкцій на зношування накладок та експлуатаційні параметри гальма [43-45, 111].

Моделюванням деформації фрикційного вузла (гумова балка з ділянками різної товщини) встановлено, що при зміні радіуса гальмівна стрічка деформується згинанням. Найбільші деформації спостерігаються на ділянках стрічки між накладками; на сусідніх ділянках деформація згинання малопомітна [43]. За результатами досліджень зроблено обґрунтовані висновки, що жорстке закріплення фрикційних накладок на гальмівній стрічці істотно підвищує

жорсткість вузла при згинанні, а зміна його жорсткості має значний вплив на зношування накладок.

Б.Злобін [43] вважав також, що з підвищенням жорсткості фрикційного вузла за рахунок жорсткого закріплення накладок на стрічці нерівномірність та інтенсивність зношування накладок збільшується. Таке твердження випливало з аналізу геометричної моделі зношування накладки. Модель передбачала, що фрикційна накладка є абсолютно жорсткою, і не враховувала розподілу сил між нею та гальмівною стрічкою. Названі припущення надмірно спростили реальний процес і знизили вірогідність аналізу. Так, згідно з цією моделлю, накладка зношується найбільше посередині своєї довжини. А це суперечить результатам багатьох експериментів, у тому числі проведених самим Б.Злобіним [2, 8, 41, 43-45]. Такий результат не відповідає також і практиці експлуатації колодкових гальм, у яких колодки мають високу жорсткість [2, 11, 100].

Проте експериментальними стендовими дослідженнями Г.Шахмалієва [111] показано, що заміна жорсткого кріплення довгих (330 мм) накладок шарнірним підвищує зносостійкість накладок, збільшує коефіцієнт тертя фрикційної пари і гальмівний момент. Зменшення довжини накладки вдвічі та збільшення їхнього числа в 1,75 раза в поєднанні із шарнірним кріпленням підсилювало зазначений ефект. Слід зауважити, що стендові дослідження [111] проводились в умовах, коли для їхнього прискорення на робочу поверхню гальмівного шківa наклеювалась абразивна стрічка. Крім того, зусилля затягування стрічки було різним для фрикційних вузлів, а зношування накладок вимірювався ваговим методом сумарно для всього комплекту накладок.

У роботі [111] подається також підтвердження позитивного впливу зменшення довжини накладок і шарнірного кріплення накладок до стрічки, отримане в ході промислових випробувань гальм на бурових лебідках Л1-4М2 з накладками з фрикційного матеріалу 6КХ-1Б при глибинах спуску бурильного інструменту 2000-2270 м. За даними Г.Шахмалієва, інтенсивність зношування коротких накладок з шарнірним кріпленням виявилась меншою в 2,2 раза, ніж довгих накладок із жорстким кріпленням.

Ефект від використання коротких накладок із шарнірним кріпленням Б.Злобін [43] оцінює всього в 14,4% – промислові випробування проводились на аналогічних бурових установках при спуску бурового інструменту на глибину 1638-1659 м. Основою для порівняння служило масове сумарне зношування накладок за три спуски в кілограмах на один тонно-кілометр.

Така розбіжність результатів свідчить, очевидно, про те, що в ході проведення випробувань мали місце додаткові, тобто не враховані дослідниками чинники. Тому покладатись на їхню вірогідність, мабуть, не слід. Більше того, як зазначалось у підрозділі 1.1, переважна більшість світових виробників сучасного бурового обладнання використовує для стрічково-колодкових гальм довгі накладки з жорстким кріпленням до стрічки.

Очевидно, для внесення ясності в дану проблему потрібні дослідження деформації фрикційного вузла та розподілу сил у контакті між його деталями.

Дослідженню впливу жорсткості конструкції гальма бурової лебідки з урахуванням пружних властивостей її деталей на динамічні процеси в роботі бурового обладнання присвячені праці [71, 114]. Показано вплив зміни кінетичної енергії рухомих елементів і, як наслідок, пружних коливань при спуску бурильної колони на виникнення додаткових навантажень, зміну гальмівного моменту і підвищене зношування фрикційних пар. Однак при отриманні розрахункових формул були прийняті такі спрощення: сила тертя постійна, розподіл сили натягу вздовж дуги охоплення стрічки змінюється за законом Л.Ейлера, стрічка зазнає тільки деформацій розтягування.

Силове навантаження деталей стрічково-колодкових гальм досліджували в праці [8]. Вивчалась деформація гальмівної стрічки, фрикційних накладок, гальмівного шківів, піднімального вала, а також пружні коливання фрикційного вузла. В основу розгляду були покладені такі припущення. Натяг стрічки на її проміжку між накладками не змінювався, питомі навантаження на збігаючій поверхні попередньої накладки дорівнюють навантаженням на набігаючій поверхні наступної накладки, питомі навантаження на набігаючій поверхні накладки більші, ніж на збігаючій, натяг стрічки на ділянці над накладками

зростає плавно від збігаючої її ділянки до набігаючої. Такий підхід дав змогу розглядати змінними величинами не тільки натяг стрічки та питомі навантаження, а й коефіцієнт тертя у фрикційних парах по довжині фрикційного вузла.

Експериментальними стендовими дослідженнями [8] виявлено такі закономірності силової навантаженості фрикційного вузла: середні питомі навантаження в парах тертя від набігаючої гілки стрічки до збігаючої змінюються у 2,5-2,8 рази; питомі навантаження в парах „стрічка – накладка” по довжині накладки змінюються в межах 8-10% (вимірювання проводили в чотирьох точках); деформації фрикційних накладок у 8-10 разів менші за деформації гальмівної стрічки; в гальмівній стрічці виникають низько- і високочастотні радіальні коливання. Причому зародження коливань низькочастотного спектру відбувається на збігаючій гілці стрічки і розвивається до кінця набігаючої гілки.

Однак проведені дослідження не врахували згинальних деформацій гальмівної стрічки та накладок, а також консольне кріплення накладок до стрічки, які істотно впливають на розподіл контактних навантажень. Крім того, не бралось до уваги нерівномірне зношування накладок по їхній довжині, хоча таке зношування встановлено в ході дослідження і склало 5-15%.

Деформації згинання гальмівної стрічки в процесі гальмування були предметом досліджень у працях М.Александрова [3, 100]. Показано, що жорсткість стрічки при згинанні зумовлює зменшення гальмівного моменту; це зменшення тим більше, чим більша жорсткість стрічки і чим більший радіальний зазор між стрічкою та шківом у розімкненому гальмі. Проте в згаданих дослідженнях не бралось до уваги зношування фрикційних контактів і та обставина, що при розрахунку жорсткості стрічки при згинанні її доцільніше розглядати не як балку, а як пластинку чи оболонку [101, 105].

У рамках багатопланового дослідження навантаженості конструкцій стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками колективом дослідників під керівництвом професора Є.Крижанівського запропоновано методики розрахунку на міцність основних деталей такого гальма – гальмівної стрічки, шківа, накладки, пружних елементів [96, 58-60, 64, 66]. Розрахунок

гальмівної стрічки враховує згинальні моменти, що виникають у стрічці, але як і в працях М.Александрова, він ґрунтується на припущенні, що гальмівна стрічка є балкою. Таке ж обмеження властиве дослідженням силової навантаженості гальмівної стрічки в працях [17-20, 41, 81].

Силове навантаження стрічки по її довжині тісно пов'язано зі способом розміщення фрикційних накладок. Серійні гальма бурових лебідок випускають з постійним кроком розміщення накладок на дузі охоплення стрічки. В таких гальмах питомі навантаження в накладках зменшуються у 4-5 разів від набігаючої гілки стрічки до збігаючої. В працях Б.Злобіна [43-45] запропоновано розміщати накладки з кроком, що збільшується від набігаючої гілки стрічки до збігаючої. Таке розміщення сприяє вирівнюванню питомих навантажень між накладками і збільшує використання матеріалу накладок на 60%, а його відходи при заміні накладок скорочуються в 2,7 раза [43].

Експериментальна перевірка ідеї вирівнювання питомих навантажень і зношування пар тертя шляхом розміщення фрикційних накладок на гальмівній стрічці зі змінним кроком проводилась у польових умовах на буровій №232 тресту "Татбурнефть" [43]. Порівнювалась працездатність фрикційних вузлів серійної конструкції з рівномірним розміщенням накладок і дослідної зі змінним кроком. Сумарна робоча поверхня фрикційних накладок у дослідній конструкції була на 33% меншою, ніж у серійній. Умови та режими роботи при порівнянні були практично однакові – кількість і тривалість спусків, одні і ті ж бурильники, глибина буріння (1624-1659 м).

Результати випробувань підтвердили позитивний вплив зміни розміщення накладок на вирівнювання їхнього зношування та значну економію матеріалу. Більше того, встановлено зниження інтенсивності зношування накладок і підвищення ресурсу фрикційного вузла. При цьому не було виявлено жодних ознак негативного впливу зміни конструкції фрикційного вузла на плавність і потужність гальмування.

Б.Злобін запропонував також графічний метод розрахунку розміщення накладок на гальмівній стрічці. Метод полягає в тому, що для кожної ділянки

фрикційного вузла послідовно, починаючи від збігаючої гілки, будується замкнений багатокутник сил натягу обох ділянок гальмівної стрічки та реакцій з боку гальмівного шківа (нормальної та сили тертя). Однак метод трудомісткий і неточний. Останній недолік пов'язаний не тільки з низькою точністю, властивою графічним методам, де похибка накопичується при послідовній побудові кожного наступного багатокутника. Метод ґрунтується на спрощеннях розрахунку величин і напрямків дії сил – використовує залежність Ейлера для розрахунку сили тертя, яка передбачає нульову жорсткість гальмівної стрічки, і шарнірне кріплення накладки до стрічки без урахування згинальних моментів у стрічці.

Для спрощення розрахунку способу розміщення накладок на дузі охоплення стрічки С.Борисов [11] розробив аналітичний метод. Він теж опирається на залежність Л.Ейлера та недостатньо точний.

Слід відзначити, що незважаючи на високу ефективність, ідея розміщення накладок на дузі охоплення стрічки зі змінним кроком не набула практичного втілення в серійних конструкціях фрикційних вузлів гальм бурових лебідок. Справа полягає, очевидно, не лише в недостатній точності методики розрахунку. Скоріше за все причина криється в односторонності підходу – методика враховує тільки вплив натягу стрічки на формування питомого навантаження у фрикційних контактах. Потрібен всебічний, комплексний аналіз навантаженості вузла.

Дослідження силової навантаженості стрічково-колодкових гальм тісно пов'язано з методиками розрахунку експлуатаційних параметрів, тобто – зусиль натягу стрічки та гальмівних сил і моментів, які розвиваються його фрикційними вузлами.

В табл. 1.2 зведено залежності між експлуатаційними параметрами стрічково-колодкового гальма, його конструктивними параметрами, коефіцієнтом тертя ковзання у фрикційних контактах та силами натягу гілок гальмівної стрічки, запропоновані різними авторами. Авторські позначення замінені на позначення, прийняті в даній роботі: M_{Γ} – гальмівний момент стрічково-колодкового гальма; Q_H і Q_3 – зусилля натягу набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки; R і $R_{ш}$ – радіус серединної лінії гальмівної стрічки та робочої поверхні гальмівного шківа;

f, f_1, f_3 – коефіцієнти тертя ковзання у фрикційних парах; $\alpha, \varphi, \varphi_c$ – кут охоплення гальмівного шківа половиною фрикційної накладки, половина кутового кроку розміщення накладок на стрічці, кут охоплення шківа всією стрічкою. Величини кутів задаються в радіанах; n – кількість фрикційних накладок на стрічці; E і J – модуль пружності матеріалу гальмівної стрічки та момент інерції поперечного перерізу стрічки; H і h – товщина фрикційної накладки та гальмівної стрічки.

Зазначимо, що задача визначення натягу і тертя гнучкої нитки, перекинutoї через циліндр, була розв’язана Л.Ейлером ще в 1765 р. При цьому приймалось, що нитка не розтягується і має нульовий опір згинанню, а значення коефіцієнта тертя є постійним на дузі охоплення. Формули (1.2) і (1.12) використовуються в даний час для розрахунку стрічкових гальм. Для стрічково-колодкових гальм формула Л.Ейлера не цілком придатна [2, 53, 96] – гальмівні вузли мають більші товщини та жорсткість при згинанні, фрикційні накладки на дузі охоплення розміщені з проміжками. Тому на даний час існує значна кількість розрахункових залежностей.

Як показує аналіз цих залежностей (див. табл. 1.2), їх можна розділити на дві групи. Перша представляє собою модифікацію формул Л.Ейлера. Це залежності (1.4, 1.5, 1.8-1.11, 1.15). Так, М.Александров [2] врахував затрати сили затягування стрічки на її деформацію в межах радіального зазора між накладками та гальмівним шківом у розімкненому стані гальма. С.Раджабов (формули (1.8) і (1.9)) уточнив формули Л.Ейлера шляхом врахування товщини стрічки та накладки. В залежностях, виведених О. Журавльовим [41], прийнято до уваги проміжки між сусідніми накладками та товщина стрічки з накладками.

Друга група залежностей (1.3, 1.6, 1.7, 1.13, 1.14, 1.15) ґрунтується практично на однакових припущеннях – умові рівноваги ділянки фрикційного вузла під дією сил натягу ділянок стрічки та реакції з боку гальмівного шківа. Тому залежності для розрахунку параметрів гальма є практично однаковими. Виходить, що є дві основні причини неточності формул, отриманих з використанням зазначеного підходу. Перша пов’язана з труднощами виявлення

Залежності для визначення гальмівних моментів і натягів гілок гальмівної стрічки в стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок

Автор	Розрахункові залежності:
Л.Ейлер [2]	<p style="text-align: center;">гальмівного моменту:</p> $M_{\Gamma} = Q_3 \cdot R_{\text{ш}} \cdot (e^{f \cdot \varphi_c} - 1) = Q_H \cdot R_{\text{ш}} \cdot (1 - e^{-f \cdot \varphi_c}); \quad (1.2)$
В.Костицин [43]	$M_{\Gamma} = Q_H \cdot R_{\text{ш}} \cdot \left[1 - \left(\frac{1 - f \cdot \operatorname{tg} \varphi}{1 + f \cdot \operatorname{tg} \varphi} \right)^n \right]; \quad (1.3)$
М.Александров [2]	$M_{\Gamma} = Q_3 \cdot R_{\text{ш}} \cdot \left[\left(1 - \frac{E \cdot J \cdot \varepsilon}{2Q_3 \cdot R_{\text{ш}}^3} \right) e^{f \cdot \varphi_c} \right]; \quad (1.4)$
А.Алієв [4]	$M_{\Gamma} = Q_3 \cdot R_{\text{ш}} \cdot [\exp(k(\varphi_c)) - 1]; \quad (1.5)$
О.Ільський [48, 49]	$M_{\Gamma} = Q_H \cdot R_{\text{ш}} \cdot \left[1 - \left(\frac{\cos(\varphi + \rho)}{\cos(\varphi - \rho)} \right)^n \right], \text{ де } \rho = \operatorname{arctg} f; \quad (1.6)$
М.Іткіс [51]	$M_{\Gamma} = Q_3 \cdot R_{\text{ш}} \cdot \left[1 - \left(\frac{\cos \varphi + f \cdot \sin \varphi}{\cos \varphi - f \cdot \sin \varphi} \right)^n - 1 \right]; \quad (1.7)$
С.Раджабов [86]	$M_{\Gamma} = Q_3 \cdot R \cdot \left(e^{\frac{r \cdot f \cdot \varphi_c}{1 + f(1-r)(1-2r)}} - 1 \right), \text{ де } r = R_{\text{ш}}/R; \quad (1.8)$
С.Раджабов [53]	$M_{\Gamma} = Q_H \cdot R_{\text{ш}} \cdot \left(e^{\frac{f \cdot \varphi_c}{1 + \xi}} - 1 \right), \quad \xi = (2H+h)/(2R_{\text{ш}}); \quad (1.9)$
О.Журавльов [41]	<p>на першій стадії гальмування</p> $M_1 = Q_3 \cdot R \cdot \left(e^{2f_1 \alpha \cdot \frac{R_{\text{ш}}}{R}} - 1 \right); \quad (1.10)$
	<p>на третій стадії гальмування</p> $M_3 = R_{\text{ш}} \cdot \left[Q_3 \left(e^{2f_2 \cdot \alpha \cdot n} - 1 \right) \frac{f_1}{f_2} + Q_n \cdot f_1 \cdot n \cdot \sin \alpha \right]; \quad (1.11)$
Л.Ейлер [2]	<p>зусилля натягу гілок гальмівної стрічки:</p> $Q_H = Q_3 \cdot e^{f \cdot \varphi_c}; \quad (1.12)$
В.Костицин [43]	$Q_H = Q_3 \cdot \left(\frac{1 + f \cdot \operatorname{tg} \varphi}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \varphi} \right)^n; \quad (1.13)$
М.Александров [100]	$Q_H = Q_3 \cdot (1 + 2 \cdot f \cdot \operatorname{tg} \varphi)^n; \quad (1.14)$
О.Ільський [49]	$Q_H = Q_3 \cdot \left(\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos(\varphi - \beta)} \right)^n; \quad (1.15)$
О.Журавльов [41]	$Q_H = Q_3 \cdot e^{2f \alpha \cdot \frac{R_{\text{ш}}}{R}}. \quad (1.16)$

рівнодійної з боку гальмівного шківів та точки її прикладення. Положення рівнодійної можна визначити лише після виявлення закону розподілу питомих навантажень фрикційного контакту. Спроба експериментального дослідження такого розподілу була здійснена на модельному стенді в праці [8]. Однак невелика кількість точок (чотири) не дала змоги створити чітке уявлення про закон розподілу контактного навантаження по довжині накладки.

Друга причина зумовлена тим, що умова рівноваги має включати рівність нулю головного моменту сил, які діють на накладку або ділянку гальмівного вузла. Для цього потрібно додатково знати розподіл сил у контакті „накладка – гальмівна стрічка” (якщо розглядати рівновагу фрикційної накладки) або згинальні моменти в стрічці (якщо в рівновазі розглядати ділянку фрикційного вузла).

Слід виділити ще одну особливість сучасного стану питання про методику розрахунку експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Вона полягає у відсутності критерію для об'єктивної та надійної оцінки придатності запропонованих теоретичних залежностей. Експериментальні випробування, на жаль, не в стані дати такий критерій. Справа в тому, що усі залежності містять коефіцієнт тертя ковзання, вплив якого на експлуатаційні параметри є істотним. Коефіцієнт тертя, у свою чергу, є чутливим до багатьох параметрів та умов роботи гальма (температура, швидкість ковзання, питомі навантаження, стан і матеріали поверхонь тертя, вібрації [8, 35, 84, 85, 92, 100, 109, 110, 112, 113]), які змінюються в широких межах і фактично є малокерованими. Крім того, істотні зміни коефіцієнта тертя спостерігаються в процесі припрацюванні пар тертя. Як відзначається в працях [56, 57, 92, 110], при цьому відбувається стабілізація режимів тертя і зношування, змінюється мікрогеометрія поверхонь – вона наближається до деяких оптимальних для даного режиму роботи фрикційного вузла параметрів; розподіл навантаження між контурними площами контакту стає більш рівномірним; іде утворення нової квазістаціонарної структури поверхневих шарів з фізико-механічними властивостями, які відрізняються від об'ємних. Отже, залежності, що

розглядаються, містять „керований” параметр – коефіцієнт тертя, який за своєю природою не є таким. Тому експлуатаційний параметр є випадковим. І не тільки через випадковий характер коефіцієнта тертя. Справа в тому, що, наприклад, вібрації стрічки у фрикційному вузлі в кожен момент часу змінюють величини та напрямки дії сил і моментів. Це підсилює випадковий характер експлуатаційного параметра і стохастичний зв’язок між ним і коефіцієнтом тертя.

Однак залежності типу (1.2) – (1.16) потрібні – їх вимагає існуюча практика проектування обладнання. Тому перевірку адекватності залежностей експлуатаційних і конструктивних параметрів гальма з урахуванням їхньої навантаженості слід проводити, але не шляхом випробувань, а за допомогою чисельного моделювання процесу [98]. Таке моделювання дає змогу фіксувати значення фактично випадкового параметра і, таким чином, переводити стохастичні залежності в розряд функціональних.

З проведеного в цьому підрозділі огляду літературних джерел випливає, що питання силової навантаженості, зокрема деформації гальмівного вузла та розподілу сил у контактах між його деталями, недостатньо вивчене. Врахування цих чинників при проектуванні фрикційних вузлів гальм дало б змогу значно підвищити їхню ефективність.

Навантаженість фрикційного вузла є визначальною для довговічності однієї з найважливіших експлуатаційних характеристик стрічково-колодкових гальм. Тому перейдемо до розгляду цієї характеристики.

1.4. Зношування фрикційних вузлів гальма та довговічність його елементів

Дослідженню довговічності пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок та інших піднімально-транспортних машин присвячені праці М.Александрова [2-4], В.Білоброва [10], О.Вольченка [23, 24], А.Джанахмедова [35-37], О.Ільського [48], Є.Крижанівського [96], У.Ортвейна [117] В.Самусі [9], Г.Шахмалієва [111] та ін. Встановлено, що фрикційний вузол є найбільш слабкою ланкою бурової лебідки, оскільки статистичні обстеження відмов стрічково-

колодкових гальм бурових лебідок показали [4], що при бурінні свердловин 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 комплекти фрикційних накладок. За даними [50] на 1000 м проходки в середньому витрачається 70-80 накладок. За результатами обстежень 24 свердловин при глибині буріння до 4500 м середній наробіток між відмовами для бурової лебідки У2-5-5 складає 38 год. [76]. При цьому ймовірність безвідмовної роботи різко зменшується зі збільшенням глибини буріння.

Відомо [85, 93, 107, 109, 116], що зношування фрикційних деталей механічних гальм залежить від їхньої конструкції, зокрема матеріалів і шорсткості поверхонь пар тертя, а також від силових і теплових режимів їхньої роботи. При цьому силові навантаження разом із конструктивними особливостями фрикційних вузлів гальма та тривалістю роботи є первинними чинниками – вони мають вагомий вплив і на тепловий режим роботи фрикційної пари.

Докладний огляд та аналіз результатів вивчення процесів зношування та довговічності гальмівних вузлів проведено в монографії професора Є.Крижанівського зі співавторами [96]. Узагальнено результати численних теоретичних та експериментальних лабораторних досліджень і промислових випробувань [4, 8, 10, 13, 14, 24, 25, 28, 30, 41, 46, 58-66, 68, 82, 103, 112, 113]. Показано, що руйнування матеріалу фрикційних накладок до вироблення ними ресурсу по зношуванню зумовлено спільною дією циклічних механічних навантажень і термічної втоми фрикційного матеріалу. Важливий вплив на інтенсивність зношування мають поверхнева й об'ємна температура фрикційної накладки, температурний градієнт, фактична площа контакту, питоме навантаження, властивості матеріалів і стан поверхонь, що контактують. Зведені трибологічні характеристики роботи фрикційної пари залежать від експлуатаційних параметрів процесу спуску бурильної колони, зокрема тривалості роботи і пауз у роботі гальма, а також від конструкції фрикційного вузла. В цілому для опису процесів тертя і зношування фрикційних накладок придатною є молекулярно-механічна теорія [85, 107].

Щоб уникнути повторення уже опрацьованої в [96] інформації зупинимось лише на огляді літературних даних, які вказують на недостатність вивчення процесу та визначають потребу та напрямки досліджень для удосконалення конструкції фрикційного вузла гальма.

Відомо [1, 23], що внаслідок особливостей конструкції стрічкових і стрічково-колодкових гальм натяг гальмівної стрічки зростає від її збігаючої гілки до набігаючої. Тому в гальмах з рівномірним розміщенням фрикційних накладок на дузі охоплення стрічки сила притискання накладок до гальмівного шківів теж змінюється аналогічно. Якщо прийняти в першому наближенні, що сила тертя пропорційна до нормальної сили, то можна очікувати, що інтенсивність зношування фрикційного матеріалу має зростати від збігаючої до набігаючої гілки. Підтвердження цьому знаходимо в багатьох працях [8, 36, 41, 45, 113]. Однак співвідношення величини зношування на набігаючих і збігаючих ділянках, зазвичай, складає всього 2-3,2, тоді як співвідношення між силами натягу гілок стрічки становить 4-5. Частково цей факт можна пояснити зміною коефіцієнта тертя зі збільшенням питомих навантажень. Дослідженнями стрічково-колодкового гальма бурової лебідки (накладки виготовлені з ретинаксу ФК-24А, гальмівний шків – зі сталі 35ХНЛ) встановлено, що зі зміною питомого навантаження пар тертя від 0,4 (біля збігаючої) до 1,75 МПа (біля набігаючої гілки стрічки) коефіцієнт тертя зменшувався з 0,343 до 0,25, тобто в 1,37 раза [8]. Ці результати якісно узгоджуються з даними І.Крагельського [56] про невеликий ріст коефіцієнта тертя у фрикційних парах сталь-шкіра, сталь-повість зі збільшенням номінальної площі контакту. Дослідження тертя фрикційних полімерних матеріалів з металами (чавун, сталь, латунь) вказують на зменшення коефіцієнта тертя зі збільшенням номінальної площі контакту. У той же час відомо, що зі збільшенням навантаження інтенсивність зношування збільшується [85]. Така закономірність пояснюється, головним чином, впливом зміни температур, яка супроводжує зміну навантаження.

За результатами дослідження зношування накладок стрічково-колодкового гальма при його експлуатації зроблено припущення, що при взаємодії поверхонь

тертя має місце пружнопластичний контакт [96], а сила тертя F і нормальне навантаження в контакті можуть бути описані залежністю $F=aN^n$, де a і n сталі, які залежать від площі взаємодії й основних зносо-фрикційних властивостей матеріалу. Отримано рівняння для розрахунку інтенсивності зношування накладок залежно від співвідношення навантажень набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки, радіуса гальмівного шківів і кута охоплення шківів стрічкою. Така методика ґрунтується на емпіричному встановленні сталих a та n , які залежать від конкретних умов експлуатації гальма та його конструкції. Тому вона не має узагальнюючого характеру та малопридатна для проектування нових конструкцій фрикційних вузлів гальм або виявлення напрямів удосконалення їхніх існуючих конструкцій.

У ряді публікацій відзначається аномальний характер зношування накладок по довжині стрічки при їхньому рівномірному розміщенні на дузі охоплення. Так, дослідженнями зношування фрикційного вузла з дев'ятьма накладками довжиною 300 мм кожна з фрикційного матеріалу 6КХ-1Б (бурова лебідка У2-4-5), встановлено, що залежність зношування накладок по довжині стрічки має два максимуми – для накладок №2 і №6 та мінімум – для накладки №4 (відлік від набігаючої гілки стрічки) [43]. Причому зношування накладок №6 складає приблизно 74%, а накладки №4 – 60% від найбільшого (для накладок №2). При дослідженні роботи гальмівного вузла лебідки ЛБУ-1700 найбільше зношування накладок спостерігалось не біля набігаючої гілки стрічки, а на її середній та інших ділянках [34]. В праці [44] відмічається, що для вирівнювання зношування шляхом розміщення накладок по довжині стрічки зі змінним кроком розрахунковий крок розміщення потребував значного уточнення після попередніх випробувань. Зазначені аномалії зношування не можуть бути пояснені одним порушенням регулювання зазору між накладками та гальмівним шківом у розімкненому гальмі, оскільки величина зазора регламентується настановою з експлуатації й обслуговування бурової лебідки як один з найважливіших параметрів. Малоймовірним видаються припущення про значні неочікувані зміни натягу стрічки в процесі усталеного гальмування під впливом вібрацій або сил з боку

пристроїв регулювання зазора. Останні на порядок менші за сили натягу гальмівної стрічки, а вібрації мають місце на всій довжині стрічки [8].

Очевидно, причину аномального зношування фрикційних накладок слід шукати в перехідній стадії роботи гальма – на початку гальмування, коли фрикційний вузол контактує зі шківом окремими ділянками. Цій стадії властивий підвищений шумовий ефект роботи гальма [84]. На початку гальмування сили від пристроїв регулювання зазора між накладками та шківом сумірні із силами ваги фрикційного вузла та натягу стрічки, а площа фрикційного контакту невелика. Априорі можна припустити, що сила тертя в локальному фрикційному контакті, навіть невелика, викликає зміну деформації гальмівного вузла, його коливання і, як наслідок, удари накладок об шків, їхнє підвищене зношування. Непрямим доказом на користь такого припущення є підвищена нерівномірність гальмування [23, 84]. Поряд з цим зазначимо, що в жодній з відомих автору праць, присвячених вивченню роботи стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, ні зношування, ні деформація фрикційного вузла на початку гальмування не досліджувались.

Важливим чинником, який впливає на тертя і зношування, є жорсткість фрикційного з'єднання. Експериментально встановлено і теоретично обґрунтовано [57], що зі зменшенням конструктивної жорсткості контакту в парі тертя, коефіцієнт тертя зростає завдяки збільшенню площі фактичного контакту. Практичним засобом зниження жорсткості контакту, на думку А.Чичинадзе [85], є розбивання загальної площі тертя на окремі самостійно навантажувані елементи, що в конструкціях стрічково-колодкових гальм реалізується розміщенням накладок по довжині стрічки через деякі проміжки .

Априорі можна припустити, що внаслідок низької жорсткості при згині фрикційних накладок і гальмівної стрічки, з одного боку, та наявності проміжку між накладками по довжині стрічки, з другого, розподіл сил між деталями гальмівного вузла і, як наслідок, зношування кожної накладки по довжині буде нерівномірним. Останнє має експериментальне підтвердження – набігаючі ділянки накладок зношуються на 5-15% більше за збігаючі [8, 41]. Більше того, зношування середніх ділянок накладок виявляється, як правило, дещо меншим,

ніж збігаючих, а зношування набігаючої ділянки кожної накладки переважно більше за зношування збігаючої ділянки попередньої накладки.

Наведені дані, очевидно, вказують на те, що переважаючий вплив на зношування накладок механічних гальм бурових лебідок має жорсткість всієї ділянки гальмівного вузла, а не лише конструктивна жорсткість контакту. Тому питання щодо раціональної довжини фрикційної накладки залишається відкритим.

Слід зазначити, що закономірності зміни лінійного зношування фрикційних накладок як по довжині стрічки, так і в межах кожної накладки, а також закономірності розподілу питомих навантажень у парах тертя, виявлені в працях [8, 41], не узгоджуються з розподілом питомого навантаження в парах тертя, яке прийняте за основу для проектних розрахунків стрічково-колодкового гальма [11, 48-50]. В останніх працях наявність проміжку між накладками ігнорується, розподіл навантаження на накладки плавний у межах всієї дуги охоплення, навантаження на набігаючій ділянці пари тертя кожної накладки рівне навантаженню збігаючої ділянки сусідньої накладки.

Це суперечить не тільки результатам досліджень [8, 41], а й цілком очевидному припущенню, що сила тертя між гальмівним шківом і накладкою при її консольному кріпленні до гнучкої стрічки має перерозподіляти навантаження по довжині контакту – збільшувати на набігаючій ділянці та зменшувати на збігаючій. Такий перерозподіл спостерігається в колодкових гальмах [11, 96], в яких жорстка фрикційна колодка шарнірно кріпиться до гальмівних важелів.

Зазначимо, що описане вище нерівномірне зношування накладок зумовлює неефективне використання фрикційного матеріалу і знижує довговічність фрикційного вузла. Справа в тому, що заміна зношених накладок здійснюється комплектом, і ресурс фрикційного вузла визначається ресурсом накладки, зношування якої відбувається з найбільшою інтенсивністю. Тому, зазвичай, значна кількість фрикційного матеріалу – до 50% за даними [43] – іде у відходи. Якщо в першому наближенні прийняти, що робота гальмування пропорційна до об'єму зношеного фрикційного матеріалу, то прості розрахунки показують, що тільки вирівнювання зношування накладок і зменшення відходів у двічі (з 50 до 25%)

забезпечить збільшення роботи гальмування і, відповідно, довговічність вузла в 1,5 рази.

Саме з цієї причини значна кількість досліджень і зусилля багатьох дослідників направлені на вдосконалення конструкції фрикційного вузла, які забезпечили б вирівнювання зношування накладок.

Підвищення ресурсу фрикційних вузлів і більш повне використання фрикційного матеріалу здійснюється різними способами. В конструкціях з безпосереднім прикладанням сили натягу до стрічки передбачають можливість реверсування фрикційного вузла [2, 11, 78], тобто такої його перестановки після часткового зношування накладок, при якому набігаюча гілка займає місце збігаючої. За даними [11] реверсування в роботі фрикційного вузла забезпечує вирівнювання зношування накладок на обох кінцях стрічки; накладки, розміщені в її середній частині зношуються менше на 25-30%. Проте таке удосконалення конструкції непридатне при аномальному зношуванні накладок по довжині стрічки та для вузлів із прикладенням сили натягу стрічки через башмаки.

Відома конструкція фрикційного вузла з електромагнітним регулюванням сили притискання стрічки до шківів на ділянках біля кожної накладки зі зменшеною силою притискання [72]. Однак ефективність вирівнювання питомого навантаження невисока, оскільки збільшення сили притискання і, відповідно, сили тертя призводить до збільшення зусилля натягу стрічки на всій її ділянці від даної накладки до набігаючої гілки.

Конструктивні рішення [33, 77], які полягають у використанні гальмівних стрічок підвищеної еластичності, сприяють більш рівномірному розподілу питомих навантажень і, відповідно, зношуванню накладок по їхній довжині.

Конструктивні рішення, що забезпечують істотне збільшення ресурсу фрикційних накладок, полягають у створенні додаткових робочих поверхонь тертя між накладками і гальмівною стрічкою, запропоновані у винаходах [33, 73]. Фрикційні накладки у вигляді бандажів, встановлених з натягом на гальмівному шківі; в розімкненому стані гальма вони обертаються разом зі шківом. В процесі гальмування накладки своїми робочими поверхнями по черговому взаємодіють із

гальмівною стрічкою та з робочою поверхнею гальмівного шківа. Дослідження такої конструкції на модельному стрічково-колодковому гальмі проведено в працях [16, 40, 68, 81, 82]. Конструкція забезпечує рівномірне зношування зовнішньої та внутрішньої робочих поверхонь накладок і сприяє інтенсифікації їхнього охолодження. Однак такі гальма мають складну конструкцію; окрім того, ускладниться регулювання фрикційного вузла для компенсації зношування пар тертя.

Тепер перейдемо до висновків і формулювання задач досліджень.

1.5. Висновки та задачі досліджень

Аналіз сучасного стану досліджень силового навантаження, зношування і ресурсу фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурових лебідок дає підстави зробити такі висновки:

- результати досліджень часто суперечливі, а їхня повнота недостатня для формування однозначних науково обґрунтованих рекомендацій щодо вдосконалення конструкції фрикційних вузлів і методів їхнього проектування;
- конструкція фрикційного вузла має значні резерви для її вдосконалення з метою збільшення ресурсу та підвищення ефективності гальмування;
- очевидно є потреба докладного дослідження силової навантаженості фрикційного вузла гальма, НДС його деталей і розподілу сил на поверхнях спряження в процесі зношування фрикційного контакту, а також деформацій вузла при розмиканні гальма та на початку гальмування.

На основі вищенаведеного сформулюємо задачі досліджень, що ставляться в даній роботі:

1. Створити аналітичну модель напружено-деформованого стану ділянки гальмівної стрічки та дослідити закономірності взаємозв'язку параметрів цього стану з конструктивними та механічними параметрами фрикційного вузла під впливом його силової навантаженості.

2. Розробити скінчено-елементну модель напружено-деформованого стану фрикційної накладки; встановити закономірності розподілу питомих навантажень у парі тертя та дослідити процеси зношування під впливом постійного та змінного навантаження при фіксованих значеннях коефіцієнта тертя.
3. Встановити зв'язок між деформацією фрикційного вузла при регульованих зазорах у парах тертя в розімкненому стані та на початку гальмування із зношуванням робочих поверхонь накладок.
4. Підтвердити експериментальним шляхом на фізичній моделі фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма бурової лебідки теоретично встановлений взаємозв'язок між силовою навантаженістю, напружено-деформованим станом і зношуванням робочих поверхонь фрикційного вузла та його конструктивними параметрами.
5. Удосконалити конструкції фрикційного вузла гальма й оцінити їхню працездатність.
6. Запропонувати уточнену методику розрахунку конструктивних параметрів фрикційного вузла й експлуатаційних параметрів гальма.

РОЗДІЛ 2

ВИБІР МЕТОДІВ І МЕТОДИКИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФРИКЦІЙНОГО ВУЗЛА І ЙОГО ДЕТАЛЕЙ

2.1. Вибір методів дослідження

Теоретичні розрахунки міцності та довговічності елементів конструкції машин і механізмів обов'язково включають етап створення моделей. За допомогою таких моделей можна вибирати розміри і матеріал конструкції, оцінювати їхній опір зовнішнім впливам і, врешті-решт, обґрунтувати напрями її вдосконалення. Основними моделями міцності та довговічності – завжди явно чи неявно присутніх при розрахунках – є моделі матеріалу, форми конструкції, навантаження і граничного стану втрати працездатності. Для таких моделей обов'язковим є визначення напружено-деформованого стану конструкцій.

У практиці розрахунків деталей машин і механізмів широко користуються двома принципово різними методами – аналітичними і чисельними [40, 50, 83]. Перші опираються на континуальні розрахункові моделі з безперервним розподілом значень параметрів і безмежним числом ступеней вільності. Такі методи, зазвичай, придатні для розрахунків тіл простих геометричних форм і схем навантаження. Вони особливо зручні для аналізу зв'язків залежних і незалежних (керованих) параметрів у випадках, коли математична модель конструкції, що описує такі зв'язки, має явну форму. Чисельні методи опираються на дискретні розрахункові моделі зі скінченим числом невідомих. До них належать, наприклад, методи скінчених різниць, граничних елементів, скінчених елементів.

На даний час у світі широко використовуються системи скінчено-елементного моделювання для інженерного аналізу та проектування різноманітних конструкцій від легкої промисловості до аерокосмічної техніки, від електротехніки до гідрогазодинаміки, від деталей і вузлів машин нафтової і газової промисловості до розробки підземних і підводних трубопроводів [5, 36, 50, 52, 85, 94, 102 104].

Скінчено-елементне моделювання є зручним інструментом для дослідження НДС складних конструкцій, дає змогу істотно зменшити кількість лабораторних і промислових випробувань, які є, зазвичай, надто дорогі, а також отримувати результати цих досліджень у зручній формі. Комп'ютерний експеримент може проводитись у довільних просторових і часових діапазонах, для будь-яких тисків і поверхневих температур, дає змогу отримувати розподіл усіх параметрів НДС для заданих розрахункових ділянок і для кожної окремо вибраної точки, а також якісно та кількісно простежувати перебіг досліджуваного явища в часі.

Адекватність комп'ютерного експерименту зазвичай перевіряється натурними дослідженнями. Проте багатолітня практика застосування загальновизнаних систем СЕ-моделювання [50, 85] показує, що модель можна вважати достатньо точною, якщо на діаграмі розподілу напружень досліджуваного об'єкта на гранях сусідніх скінчених елементів не спостерігається зміщення (розриви) ізоліній або вони незначні.

Однак у результаті використання чисельних методів отримують значення шуканих параметрів конструкції для конкретного набору її незалежних параметрів. Такий же недолік властивий і математичним моделям, отриманим аналітичними методами, з неявним зв'язком між змінними. Сучасні потужні автоматизовані системи чисельного розрахунку конструкцій, завдяки наявним у них засобам так званої історії навантаження, дають змогу отримувати залежності розрахункових параметрів, у тому числі в графічному вигляді, від зміни тільки одного із вхідних параметрів. Тому для одержання поверхні відгуку в зручному для аналізу вигляді при багатьох незалежних змінних потрібно застосовувати додаткові методи.

В теорії та практиці багатофакторної оптимізації процесів опрацьовані методи ефективного планування експерименту з наступним застосуванням методик регресійного аналізу для обробки експериментальних результатів [84]. Результатом проведення багатофакторного експерименту є набір числових значень, що формують поверхню відгуку параметра оптимізації, а наступна обробка набору даних методами регресійного аналізу дає багатофакторну

поліноміальну математичну модель процесу. Така модель, зазвичай, має відносно невисоку точність. Крім того, вона не розкриває фізичної суті та механізмів впливу чинників на параметр оптимізації. Проте вона описує зі статистично оцінюваною надійністю тенденцію та відносну ступінь впливу окремих чинників, що дає змогу оптимізувати процес [84].

Відомо [81, 89, 103, 105, 111], що зношування фрикційних деталей механічних гальм залежить від їхньої конструкції, зокрема матеріалів і шорсткості поверхонь пар тертя, а також від силових і теплових режимів їхньої роботи. При цьому силові навантаження разом із конструктивними особливостями фрикційних вузлів гальма та тривалістю роботи є первинними чинниками – вони мають вагомий вплив і на тепловий режим роботи фрикційної пари. Довговічність гальмівного механізму стрічково-колодкового гальма визначається ресурсом фрикційної накладки [9, 21, 42], яка зношується найбільш інтенсивно. Очевидно, що вирівнювання питомого навантаження накладок за умови однакового сумарного навантаження гальма сприятиме полегшенню умов роботи більш навантажених накладок або їхніх ділянок і, як результат, підвищенню довговічності фрикційного механізму в цілому.

Суттєвим недоліком, притаманним усім стрічковим гальмам, є нерівномірне зношування фрикційних елементів (накладок) по довжині гальмівної стрічки. Даний недолік пов'язаний з наступним. В процесі гальмування сила тертя між фрикційною накладкою і гальмівним шківом додатково навантажує гальмівну стрічку. Тому сила натягу гальмівної стрічки зростає від її збігаючої гілки до набігаючої. Оскільки сила, з якою кожен фрикційний елемент притискається до шківа, пропорційна силі натягу стрічки над цим елементом, то питомі навантаження у фрикційних прах і їхнє зношування найбільші з боку набігаючої гілки стрічки і найменші з боку збігаючої.

В стрічкових гальмах фрикційні накладки розміщені на гальмівній стрічці впритул. Тут сила натягу стрічки змінюється плавно по її довжині. В стрічково-колодкових гальмах між накладками є значні проміжки (десятки, іноді сотні міліметрів). Очевидно, що НДС стрічки на її ділянках над накладками та між ними

різний. Априорі можна припустити, що порівняно зі стрічковими гальмами наявність проміжку між накладками зумовлює перерозподіл сил у контакті “гальмівна стрічка – фрикційна накладка”. Це, у свою чергу, викликає перерозподіл питомих навантажень між робочими поверхнями пари тертя і, внаслідок цього, зношування накладки по її довжині, що спостерігалось рядом дослідників [6, 39, 41].

Викладений вище очікуваний причинно-наслідковий зв'язок між НДС гальмівної стрічки, фрикційної накладки та розподілом питомих навантажень і зношуванням фрикційної пари стрічково-колодкового гальма визначив зміст і послідовність наступних теоретичних досліджень.

2.2. Методика дослідження напружено-деформованого стану ділянки гальмівної стрічки і розподілу сил між нею та фрикційною накладкою

2.2.1. Початкові положення і припущення. Розглянемо будову фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, у якому сила натягу прикладається безпосередньо до гілок гальмівної стрічки (рис. 2.1 а). Гальмівна стрічка 1 із змонтованими на ній фрикційними накладками 2 натягується на збігаючій гілці стрічки силою Q_3 , регульованою за допомогою важеля 3, і притискає накладки до гальмівного шківів 4. При цьому в парах тертя “накладка – шків” виникає сила тертя, яка в місцях кріплення накладок до стрічки передається їй. В результаті сила натягу стрічки зростає східчасто після місця кріплення кожної наступної накладки до стрічки. Вона остаточно сягає величини Q_n у місці кріплення набігаючої гілки стрічки.

Гальмівна стрічка має просту геометричну форму – довга і тонка пластина постійної кривини на дузі охоплення нею гальмівного шківів та постійного поперечного перерізу (без урахування отворів для кріплення фрикційних накладок), а також порівняно нескладну схему навантаження – осьові та радіальні сили. Тому для розрахунку напружено-деформованого стану стрічки доцільно застосувати аналітичні методи механіки

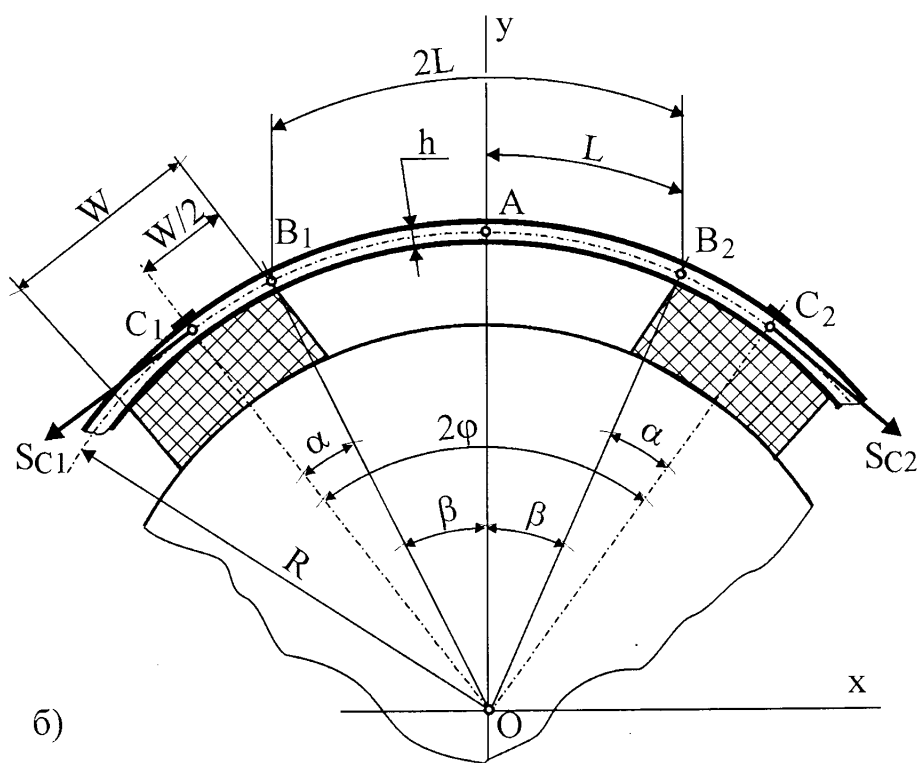
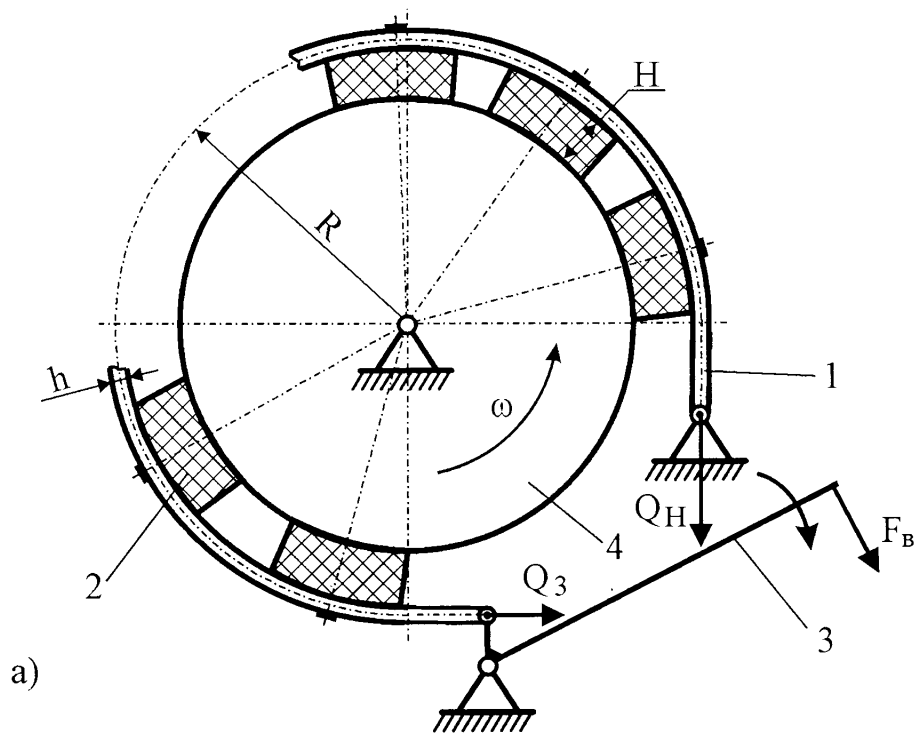


Рис. 2.1 а, б. Схема стрічково-колодкового гальма бурової лебідки (а) та його фрикційного вузла з ділянкою C_1AC_2 гальмівної стрічки, обмеженою місцями кріплення до неї двох сусідніх накладок (б):

1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційна накладка; 3 – важіль керування гальмом; 4 – гальмівний шків; R – радіус середньої лінії гальмівної стрічки

твердого деформівного тіла, що ґрунтуються на використанні рівнянь статички та сумісності деформацій.

Зважаючи на ідентичність конструктивних параметрів ділянок гальмівної стрічки, обмежених місцями кріплення до них двох сусідніх накладок, та подібністю умов навантаженості, для встановлення закономірностей НДС стрічки достатньо розглянути всього одну таку її ділянку (рис. 2.1 б).

З рис. 2.1 б видно, що система геометрично симетрична відносно осі Oy . Якщо не брати до уваги силу тертя* в парі «стрічка – накладка», то з умови рівноваги ділянки стрічки C_1AC_2 (рівності нулю суми моментів сил, прикладених до неї, відносно точки O) випливає, що $Sc_1 = Sc_2$. Отже, система повністю симетрична. Для її аналізу в подальшому будемо розглядати тільки її половину, тобто ділянку ABC стрічки (тут індекси біля B і C опущено). Розрахункову схему ділянки ABC стрічки зображено на рис. 2.2 а. На цю ділянку з боку відкинutoї частини стрічки діють силові чинники: відома сила натягу стрічки Q , а також невідомі поперечна сила XA_2 і момент XA_3 .

Обумовимо наступні особливості розрахункової схеми:

1. Відношення товщини гальмівної стрічки h до радіуса її кривини R зазвичай менше 0,02. Тому для розв'язку задачі справедливі залежності, встановлені для прямих стрижнів [86].

2. Відношення товщини стрічки до її ширини значно менше 1. Отже, плоске згинання стрічки можна розглядати як циліндричне згинання пластинки [97]. У такому разі жорсткість стрічки при плоскому згинанні визначається як її циліндрична жорсткість

*Примітка. Стрічка в місцях її контакту з накладкою розтягується пружно. Модуль пружності сталі в 30 разів більший за модуль пружності ретинаксу (вони рівні $2 \cdot 10^5$ і $6,7 \cdot 10^3$ МПа відповідно [81, 86]). Тому можна припустити, що вплив накладки на поздовжню деформацію стрічки не є істотним. Більше того, як буде показано в наступному розділі, внаслідок згинальної деформації стрічки на ділянці BK сумарне подовження її ділянки BC близьке до нуля. Додатково зауважимо, що в системі в процесі гальмування виникають низькочастотні вібрації [6], які зазвичай ослаблюють контакт спряжених деталей і зменшують силу тертя. Отже, силу тертя в їхньому контакті можна не враховувати.

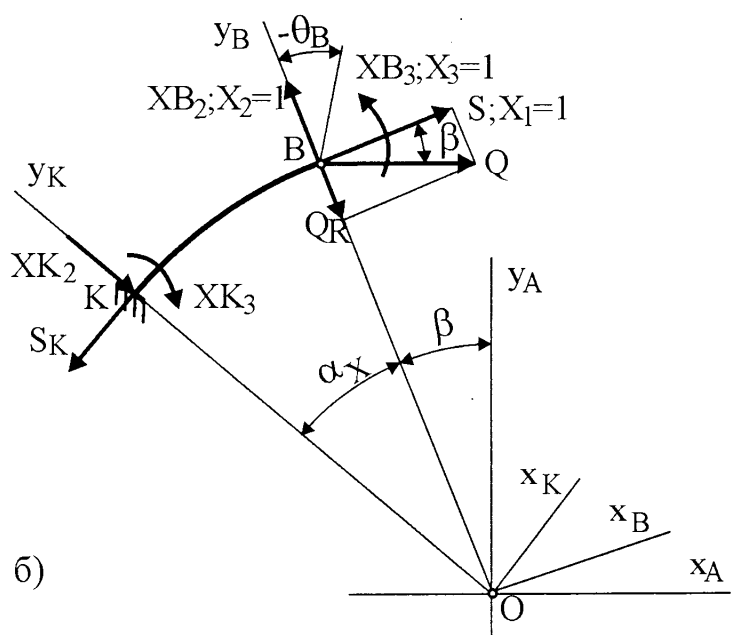
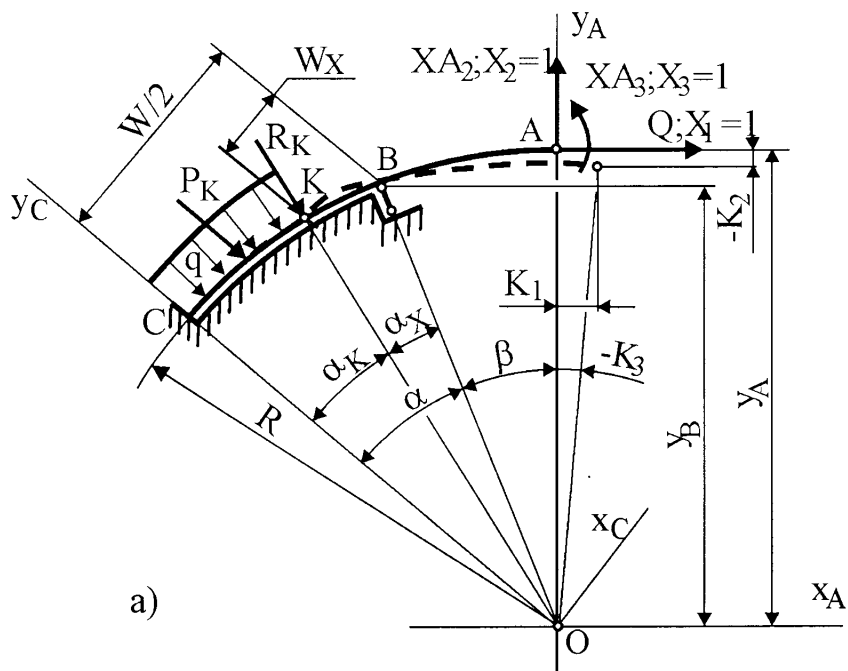


Рис. 2.2 а, б. Розрахункова схема ділянки ABC гальмівної стрічки – штриховою лінією показано положення деформованої стрічки – (а) та схема дії сил на ділянці BK гальмівної стрічки – основна система (б)

$$D = \frac{E \cdot J}{1 - \nu^2}, \quad (2.1)$$

де E, ν – модуль пружності і коефіцієнт Пуассона матеріалу стрічки;

J – момент інерції поперечного перерізу стрічки відносно її серединної лінії на ділянках, що не містять отворів

$$J = \frac{s \cdot h^3}{12}, \quad (2.2)$$

де s – ширина гальмівної стрічки.

3. Значні деформації згинання гальмівної стрічки (в межах пружності матеріалу), а також нелінійний характер залежності енергії її деформацій від силових чинників, зумовлюють використання для розв'язку задачі чисельних методів з покроковим збільшенням сили натягу в часі з урахуванням на кожному кроці нових координат ділянки стрічки.

4. Гальмівна стрічка над накладкою (ділянка BC на рис. 2.2 а) може деформуватися в радіальному напрямку тільки зі збільшенням радіуса R . Ділянка стрічки над накладкою (дуга CK) прилягає до накладки, вона деформується лише розтягом. З умови її рівноваги (суми моментів відносно точки O) випливає, що $S_K = S_C$, де S_K – сила натягу стрічки на ділянці CK . Під дією цих сил стрічка притискається до накладки з рівнорозподіленою силою з інтенсивністю q (в Н/м). Величину q визначаємо з умови рівноваги елементарної ділянки з кутом $d\alpha$ стрічки під дією тангенціальних S_K та радіальної dN сил, де $dN = S_K \cdot \sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right)$.

$$q = \int_{\alpha_K} 2 \frac{S_K}{R} \cdot d\alpha \cdot \sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) = \int_0^{\alpha_K} \frac{S_K}{R} = \frac{S_K}{R}$$

де α_K – центральний кут дуги CK .

При виводі формули приймаємо, що при малих кутах $\sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) = \frac{d\alpha}{2}$.

Проекцію P_K сили q на вісь Oy_C визначаємо подібно з урахуванням кутового розміщення елементарної ділянки з кутом $d\alpha$ відносно осі Oy_C (змінний кут α)

$$P_K = \int_{\alpha_K} 2 \cdot S_K \cdot \cos \alpha \cdot \sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) = \int_0^{\alpha_K} S_K \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha = S_K \cdot \sin \alpha_K. \quad (2.3)$$

При цьому в перерізі K стрічки діють три силові чинники: S_K , XK_2 і XK_3 . Оскільки зліва від точки K стрічка не деформується згинанням, то переріз K можна розглядати як защемлення. Справа від точки K (на ділянці BK без точки B) стрічка не контактує з накладкою. Тому цілком очевидно, що умовою для встановлення координат точки K є $XK_2 = 0$.

5. При деформації гальмівної стрічки кут α залишається постійним – він визначається довжиною накладки. Деформація ділянки BC стрічки змінює тільки кут β . Деформація ділянки CK стрічки під дією сили S_K не впливає на координати точки K . Кут β змінюється також і внаслідок деформації (подовження і згинання) ділянки AB стрічки.

6. Внаслідок симетричності системи відносно осі Oy (рис. 2.1 б) поперечна сила X_{A2} (рис. 2.2 а) рівна нулеві. Крім того, переріз A стрічки в ході деформації стрічки (зміни кута β) має суміщатися з площиною, яка проходить через точку O .

7. Силою, необхідною для переходу гальма від ненавантаженого ($Q=0$, між фрикційними накладками, які знаходяться на дузі охоплення гальмівною стрічкою, і гальмівним шківом є мінімальний зазор) до навантаженого стану, нехтуємо через малу жорсткість стрічки на згинання у розімкненому гальмі. Накладка своєю робочою поверхнею під час гальмування прилягає до робочої поверхні гальмівного шківа. Тому можна вважати, що радіус поверхні контакту „стрічка – накладка” є постійний і рівний $R-h/2$.

8. Система є двічі статично невизначувана. Для її розв'язку крім рівнянь статички слід залучити рівняння сумісності деформації.

Методика дослідження НДС гальмівної стрічки та розподілу сил між нею і накладкою охоплює такі етапи:

- а) розрахунок невідомих реакцій та переміщень у точках (перерізах) A , B і K (рис. 2.2 а) стрічки залежно від сили її натягу Q ;
- б) розрахунок зміни координат серединної лінії стрічки внаслідок згинання і розтягування, а також розрахунок розподілу згинальних моментів і напружень;
- в) покрокове збільшення сили Q з повторенням попередніх етапів;
- г) одержання математичних моделей ділянки стрічки.

Зупинимося тепер на докладному розгляді названих етапів.

2.2.2. Методика розрахунку реакцій і переміщень. Основну (статично визначену) систему для схеми (рис. 2.2 а) отримуємо видаленням зайвого зв'язку (опори в точці B), замінивши його дію невідомою реакцією XB_2 (рис. 2.2 б). При цьому повне переміщення точки B (в напрямку дії XB_2) рівне нулеві. Дію внутрішніх силових чинників у перерізі A на ділянці BC стрічки з боку ділянки AB замінюємо еквівалентними моментом

$$XB_3 = XA_3 - Q(y_A - y_B) \quad (2.4)$$

і силою Q , яку для зручності подальшого розв'язку розкладаємо на дві складові, що паралельні осям Ox_B і Oy_B :

$$S = Q \cdot \cos \beta; \quad Q_R = Q \cdot \sin \beta. \quad (2.5)$$

Зауважимо, що складова Q_R зрівноважується рівновеликою їй реакцією опори і на деформацію гальмівної стрічки не впливає. Стрічка на ділянці BC деформується під впливом моменту XB_3 і сили S . При цьому переріз B стрічки повертається на кут θ_B . На цей же кут повертається вся ділянка AB стрічки як жорстке тіло. Крім того, ділянка AB деформується силою Q і невідомим моментом XA_3 – внутрішніми силовими чинниками, що замінюють дію відкинутої частини стрічки.

Згідно з методикою розрахунку плоскої деформації прямолінійних і криволінійних стрижнів [83], запишемо:

для точки (перерізу) A стрічки в системі координат $x_A O y_A$ (рис. 2.3)

$$\left. \begin{aligned} k_{11} \cdot Q + k_{13} \cdot XA_3 + \Phi_1(\theta_B) &= K_1; \\ k_{21} \cdot Q + k_{23} \cdot XA_3 + \Phi_2(\theta_B) &= K_2; \\ k_{31} \cdot Q + k_{33} \cdot XA_3 + \Phi_3(\theta_B) &= K_3; \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

для точки (перерізу) B стрічки в системі координат $x_B O y_B$ (рис. 2.4)

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11} \cdot S + \delta_{12} \cdot XB_2 + \delta_{13} \cdot (XA_3 - Q(y_A - y_B)) &= \Delta_1; \\ \delta_{21} \cdot S + \delta_{22} \cdot XB_2 + \delta_{23} \cdot (XA_3 - Q(y_A - y_B)) &= \Delta_2; \\ \delta_{31} \cdot S + \delta_{32} \cdot XB_2 + \delta_{33} \cdot (XA_3 - Q(y_A - y_B)) &= \Delta_3, \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

де K_i та Δ_i – повні переміщення точок (перерізів) B і A стрічки за напрямками дії одиничних силових чинників X_i ($i=1, 2, 3$);

k_{ij} і δ_{ij} – коефіцієнти впливу одиничних силових чинників X_j ($j=1, 2, 3$) на переміщення в i -му напрямку;

$\Phi_i(\theta_B)$ – функції впливу повороту на кут θ_B перерізу B стрічки на переміщення точки A :

у напрямку дії сили Q [10] $\Phi_1(\theta_B) = -(x_A - x_B)(1 - \cos \theta_B) - (y_A - y_B) \sin \theta_B$;

у напрямку дії сили X_2 $\Phi_2(\theta_B) = -(x_A - x_B) \sin \theta_B - (y_A - y_B)(1 - \cos \theta_B)$;

у напрямку дії моменту X_3 $\Phi_3(\theta_B) = \theta_B$;

x_A, y_A та x_B, y_B – координати точок A і B в системі координат $x_B O y_B$.

Коефіцієнти впливу δ_{ij} і k_{ij} отримуємо за допомогою інтеграла Мора як результат перемноження епюр із вказаними індексами (рис. 2.3 а) [83]:

$$k_{ij} = \frac{1}{D} \int_{l_A} M_{A_i} \cdot M_{A_j} \cdot dl; \quad \delta_{ij} = \frac{1}{D} \int_{l_K} M_{B_i} \cdot M_{B_j} \cdot dl, \quad (2.8)$$

де: $M_{B_i}, M_{B_j}, M_{A_i}, M_{A_j}$ – згинальні моменти від одиничних силових чинників.

$M_{B_1} = -y; M_{B_2} = x; M_{B_3} = 1; M_{A_1} = -y; M_{A_2} = x; M_{A_3} = 1$;

l_K і l_A – довжина стрічки на ділянках BK і BA .

Інтегрування у формулах (2.8) здійснюємо чисельним методом (метод трапецій).

Система з шести рівнянь (2.6) і (2.7) містить вісім невідомих, тобто, як вказувалось вище, є двічі статично невизначуваною.

Додатковими рівняннями сумісності деформації є:

$$\Delta_2 = 0; \quad (2.9) \quad K_3 = -\frac{K_1}{y_A + K_2}. \quad (2.10)$$

Останнє рівняння випливає з умови, що переріз A гальмівної стрічки повинен завжди лежати в площині, яка проходить через точку O , що очевидно з рис. 2.2 б.

Система (2.6), (2.7), (2.9), (2.10) містить нелінійні рівняння. Тому для її розв'язку застосовуємо чисельні методи. При цьому вища точність розв'язку

досягається після зведення системи в одне рівняння з одним невідомим. Підстановкою отримуємо остаточне рівняння з невідомим моментом XA_3

$$(XA_3(k_{33} + A) + k_{31} \cdot Q + B) [XA_3 \cdot k_{33} + y_A + k_{21} \cdot Q(x_A - x_B) \cdot \sin \theta_B - (y_A - y_B) \cdot (1 - \cos \theta_B)] + XA_3 \cdot k_{13} + k_{10} - (X_A - x_B) (1 - \cos \theta_B - (y_A - y_B) - \sin \theta_B) = 0, \quad (2.11)$$

у якому використані наступні позначення:

$$A = \delta_{33} - \frac{\delta_{23}^2}{\delta_{22}}; \quad B = \delta_{31} \cdot S - \delta_{21} \cdot S \frac{\delta_{23}}{\delta_{22}} - Q(y_A - y_B); \quad \theta_B = XA_3 \cdot A + B. \quad (2.12)$$

В ході розв'язування встановлено, що рівняння (2.11) має два корені: $XA_3 \leq 0$ і $XA_3 > 0$ (при $Q > 0$). Перший корінь не дійсний, оскільки не відповідає фізичній суті задачі.

Далі знаходимо невідомі силові та розмірні параметри системи (рис. 2.2):

а) згинальний момент XB_3 в перерізі B стрічки – за рівнянням (2.4);

б) кути повороту θ_A і θ_B в перерізах B (за третім рівнянням (2.6)) і A гальмівної стрічки за формулою $\theta_A = K_3 = \theta_B + Q \cdot k_{31} + XA_3 \cdot k_{33}$;

в) реакцію XB_2 опори B (без складової Q_R) – за третім рівнянням (2.7)

$XB_2 = \frac{1}{\delta_{32}} (\theta_B - XB_3 \cdot \delta_{33} - S \cdot \delta_{21})$ або з урахуванням залежностей (2.12) і властивості

симетричності епюр моментів ($\delta_{32} = \delta_{23}$) $XB_2 = -\frac{1}{\delta_{22}} (XB_3 \cdot \delta_{23} + S \cdot \delta_{21})$ та R_B – сумарну

реакцію опори β зі складовою Q_R (2.5) $R_B = XB_2 + Q_R = XB_2 + Q \sin \beta$;

г) переміщення K_1 і K_2 точки A вздовж осей Ox_A і Oy_A – за першими двома рівняннями (2.6);

д) натяг S_K на ділянці CK стрічки знаходимо з рівняння статки – суми проєкцій сил на вісь Ox_K $S_K = S \cdot \cos \alpha_x + XB_2 \cdot \sin \alpha_x$;

е) згинальний момент M_K в перерізі K стрічки – з рівності нулевій суми моментів відносно точки K $M_K = XB_3 - R(S \cdot (1 - \cos \alpha_x) - XB_2 \cdot \sin \alpha_x)$.

При цьому кут α_x - центральний кут ділянки BK стрічки – знаходимо з рівняння рівноваги цієї ділянки (суми проєкцій сил на вісь Oy_c $XK_2 = XB_2 \cdot \cos \alpha_x - S \cdot \sin \alpha_x$). За умови, що $XK_2=0$ $\alpha_x = \arctg \frac{XB_2}{S}$.

Довжина ділянки накладки, над якою гальмівна стрічка з нею не контактує,

$$W_x = \frac{1}{2} W \cdot R \cdot \sin(\alpha - \alpha_x). \quad (2.13)$$

Після опису методики розрахунку реакцій і радіальних переміщень ділянки гальмівної стрічки перейдемо до розрахунку поздовжніх деформацій і напружень.

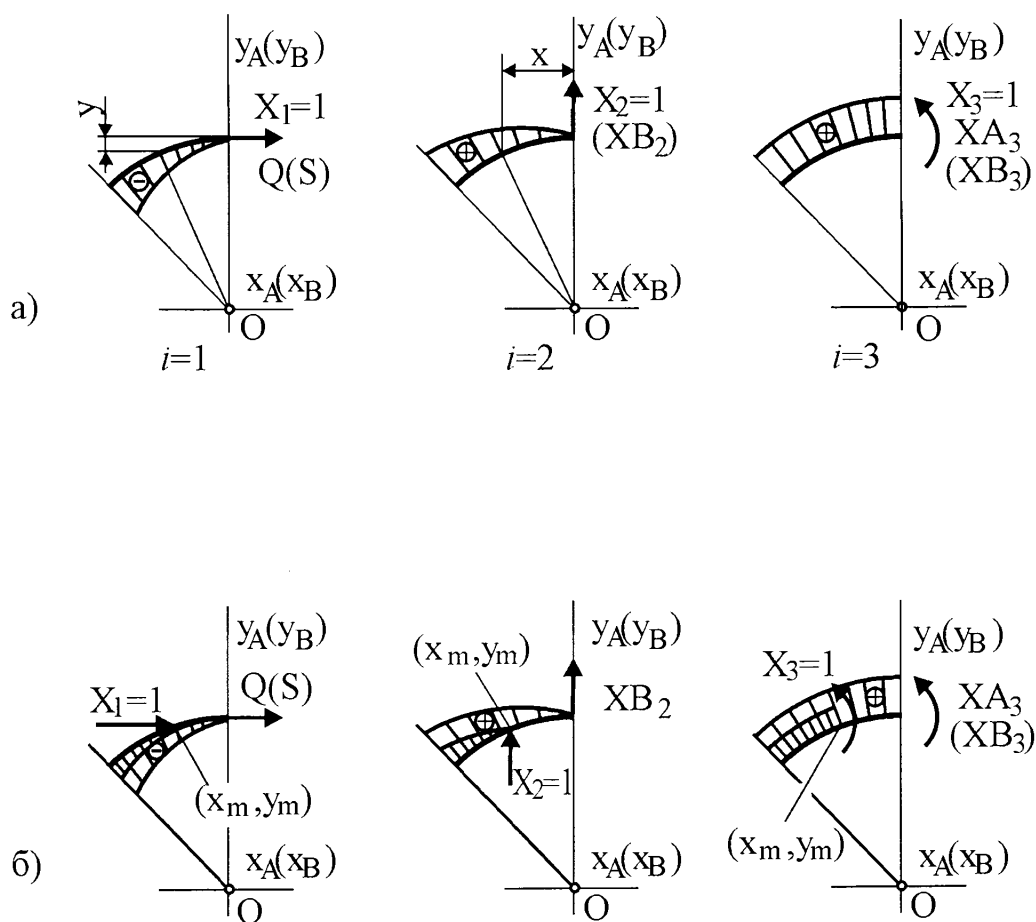


Рис. 2.3 а, б. Епюри згинальних моментів на ділянках AB і BK гальмівної стрічки від навантажень Q , S , XB_2 , XA_3 і XB_3 та одиничних силових чинників X_i для визначення: коефіцієнтів впливу δ_{ij} і k_{ij} (а) та переміщення довільної точки (б). x , y – плечі сил для довільної точки ділянки; x_m , y_m – координати довільної точки

2.2.3. Методика розрахунку деформацій і напружень. Методика ґрунтується на засадах, описаних вище. Особливість розрахунку зумовлена наступним. По-перше, силові чинники в точках (перерізах) A і B стрічки уже відомі. По-друге, одиничні силові чинники треба прикладати в довільних точках на ділянках AB і BK стрічки. Епюри згинальних моментів для визначення зміни координат стрічки показано на рис. 2.3 б. За описаною вище методикою складаємо рівняння, подібні до (2.6)-(2.8). У зв'язку із значною подібністю вказані рівняння не наводяться. Розв'язуємо рівняння відносно невідомих переміщень Δ_i і K_i в точках (x_m, y_m) .

Осьову деформацію стрічки визначаємо окремо на її ділянках CK , KB і AB . На ділянці CK силою, що спричиняє осьову деформацію Δ_{CK} стрічки, є S_K . Згідно із законом Гука (див. рис. 2.2 а)

$$\Delta_{CK} = \frac{R \cdot \alpha_K \cdot S_K}{E \cdot s \cdot h}. \quad (2.14)$$

Видовження гальмівної стрічки на ділянках AB і BK зумовлено дією сил Q і S відповідно. При цьому змінюються тільки x -координати точок стрічки (ділянка AB). Можна показати, що видовження $delx_m$ частини стрічки довжиною dl з координатами її початку (x_m, y_m) та кінця (x_{m+1}, y_{m+1}) визначається за формулою

$$delx_m = P \frac{(x_m - x_{m+1})^2}{\sqrt{(x_m - x_{m+1})^2 + (y_m - y_{m+1})^2} \cdot E \cdot s \cdot h},$$

де P дорівнює S або Q для відповідної ділянки стрічки.

Зміна координат x_m точок стрічки на ділянці AB відбувається з накопиченням їхніх величин у бік додатних значень осі Ox_A $x'_m = x_m + \sum_m delx_m$.

Тут порядковий номер проміжних точок стрічки зростає від точки B до A .

Зміни x -координат гальмівної стрічки на ділянці BK не відбувається, оскільки координати стрічки на ній є функцією деформації згинання. Проте сумарне видовження Δ_{BK} ділянки BK в напрямку осі Ox_B змінює довжину ділянки AB . Отже, сумарне зміщення координати x_A точки A складається з її зміщення K_l і

Δ_I (Δ_I визначаємо за першим рівнянням (2.7) внаслідок згинання стрічки та осьових деформацій стрічки Δ_{CK} (2.14), ($\Delta_{BK} = \sum_m delx_m$), Δ_{AB} ($\Delta_{AB} = \sum_m delx_m$))

$$\Delta_A = K_I + \Delta_{CK} + \Delta_{BK} + \Delta_{AB} + \Delta_I.$$

Зміщення Δ_A супроводжується зміною кута β $\Delta_\beta = \frac{\Delta_A}{y_A}$.

Для розрахунку згинальних моментів M_{AB} і M_{BK} в довільних поперечних перерізах відповідно на ділянках AB і BK гальмівної стрічки скористаємось епюрами на рис. 2.3 а. Оскільки на даному етапі розрахунку координати точок ділянок стрічки уже відомі, то

$$M_{AB,i} = XA_3 - Q \cdot y_i, \quad M_{BK,i} = XB_3 - S \cdot y_i + XB_2 \cdot x_i.$$

Аналіз НДС ділянок AB і BK показує, що його можна класифікувати як плоску деформацію. В кожному поперечному перерізі стрічки діє сила S і згинальний момент M (M_{AB} або M_{BK}). Зазначені силові чинники зумовлюють появу напружень розтягу від сили S , що рівномірно розподілені в поперечному перерізі стрічки, (рис. 2.4 а)

$$\sigma_P = \frac{S}{h \cdot s} \quad (2.15)$$

і напружень згинання від згинального моменту з лінійним і симетричним розподілом відносно серединної поверхні стрічки (рис. 2.4 б)

$$\sigma_{3I} = \frac{6M}{s \cdot h^2}. \quad (2.16)$$

Найбільше значення напружень σ_{3I} (розтягу або стиску) виникає в найбільш віддалених від серединної поверхні ділянках поперечного перерізу стрічки.

Найбільшим сумарним напруженням є напруження розтягу

$$\sigma_1 = \sigma_P + \sigma_{3I}, \quad (2.17)$$

яке виникає на зовнішній поверхні стрічки на тих її ділянках, що деформуються зі збільшенням кривини, і на її внутрішній поверхні – на ділянках зі зменшеною кривиною.

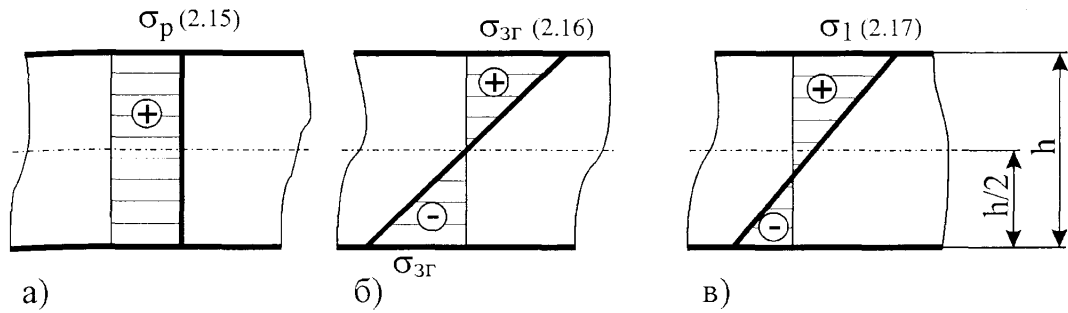


Рис. 2.4. Епюри напружень у поперечному перерізі гальмівної стрічки

Оскільки ширина стрічки значно перевищує її висоту, то внаслідок згинання в поперечному напрямку стрічки виникають напруження $\sigma_2 = \nu \cdot \sigma_{зг}$ [97].

Згідно з четвертою теорією міцності [86], еквівалентні напруження розраховують за формулою

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2}. \quad (2.18)$$

Зазначимо, що на ділянці $КС$ стрічки діє тільки сила S_C , яка розтягує стрічку. При цьому найбільші напруження розтягу виникають у перерізах, ослаблених отворами для кріплення накладки,

$$\sigma_P = \frac{S_C}{h \cdot (s - n \cdot d)}, \quad (2.19)$$

де n – кількість отворів; d – ширина паза або діаметр отвору.

На цьому завершується один цикл розрахунку силових чинників, напружень і деформацій ділянок гальмівної стрічки. Збільшуючи Q покроково, розрахунки повторюємо і отримуємо відповідні залежності від натягу стрічки. Для розрахунку параметрів НДС ділянки гальмівної стрічки використана програма, складена за рекомендаціями [37] (див. додаток А).

2.2.4. Методика побудови та аналізу математичних моделей. Методика одержання математичних моделей з метою оптимізації процесу чи явища зазвичай охоплює такі етапи [84]:

- виявлення чинників і параметрів оптимізації, а також факторного простору, або інтервалів зміни чинників;
- оцінка якості математичної моделі.

Зупинимось докладніше на кожному з цих етапів.

Як впливає із залежності (2.11) та інших, що розкривають її зміст, НДС ділянки гальмівної стрічки і розподіл сил між нею та фрикційною накладкою залежить від таких параметрів стрічки:

1. Довжини ділянки стрічки, що знаходиться між фрикційними накладками ($2L$). Цю ділянку можна також характеризувати кутом 2β . Обидва параметри пов'язані залежністю $L=R\cdot\beta$.

2. Радіуса R серединної поверхні стрічки. Між ним і радіусом $R_{ш}$ гальмівного шківів, товщиною H накладки і товщиною h стрічки існує такий зв'язок

$$R = R_{ш} + H + \frac{1}{2}h. \quad (2.20)$$

3. Жорсткості при згинанні та розтягуванні гальмівної стрічки. Перша залежить, згідно з формулами (2.1) і (2.2), від властивостей матеріалу стрічки E і ν та розмірів її поперечного перерізу h і s . Жорсткість при розтягу характеризується добутком $E\cdot h\cdot s$.

4. Половини центрального кута α охоплення робочою поверхнею накладки гальмівного шківів. Цей кут пов'язаний із довжиною W накладок залежністю

$$\alpha = \arcsin \frac{W}{2\cdot(R_{ш} + H)}. \quad (2.21)$$

Зі встановлених параметрів виділимо ті, що служитимуть чинниками (керуваними змінними) математичних моделей стрічки. Ними можуть бути, по-перше, взаємозалежні параметри, по-друге, такі, що мають істотний вплив на параметри оптимізації (залежні змінні) і, по-третє, з істотним можливим інтервалом зміни своїх значень [84].

Попередній виклад вказує на те, що взаємозалежними параметрами конструкції стрічки є E , ν , W (або α), H , h (або D), L (або β) і $R_{ш}$. Параметри E , ν , α і H не задовольняють другій і третій вимогам. Так, для сталей E і ν відрізняються

неістотно – звично в межах 5-10%. З урахуванням розмірів серійних конструкцій фрикційних вузлів гальм вплив зміни H на величину R [за формулою (2.20)] менше 4%. Ще менший вплив мають товщина стрічки і кут α сумісно з W на W_x [див. формули (2.13) і (2.21)]. Жорсткість гальмівної стрічки при згинанні та розтягуванні частково залежать від одних і тих же її властивостей. Тому з метою зменшення числа чинників віддаємо перевагу комплексному параметру – циліндричній жорсткості стрічки. Однак для того, щоб виділити вплив товщини стрічки на жорсткість при згинанні та розтягуванні, слід, очевидно, формувати дві групи моделей. Першу – з чинником h , другу – з чинником D замість h . Отже, чинниками математичного моделювання обираємо параметри конструкції L , R_u , h або D , а також силу натягу Q .

Наступним кроком моделювання ділянки гальмівної стрічки є виявлення доцільних інтервалів зміни значень чинників. Для переважної більшості (понад 80%) конструкцій бурових лебідок, що поставляються на ринок фірмами-виробниками країн Північної Америки, Східної та Західної Європи й Азії і використовуються на стаціонарних і мобільних бурових установках для експлуатаційного та глибокого розвідувального буріння [3, 47, 48, 51, 65, 73], зміна значень вибраних чинників знаходяться в межах: для R_u – 500-725 мм, для h – 4-6 мм. Інтервал зміни L – 5-105 мм – встановлюємо на основі даних [41, 42], що стосуються розміщення фрикційних накладок на гальмівній стрічці зі змінним кроком. Діапазон зміни сили натягу стрічки $Q=20-160$ кН вибираємо на підставі даних табл. 1.1.

Побудова багатofакторних математичних моделей є трудомісткою задачею навіть з використанням можливостей сучасних ЕОМ. Тому доцільно використовувати відомі методики планування експерименту. Планування не лише зменшує затрати часу, але й спрощує статистичну оцінку якості математичних моделей.

Згідно з рекомендаціями [84], побудова плану експерименту спрощується при переході до кодованої системи координат, яка потребує попереднього встановлення рівнів кожного чинника та степеня рівняння регресії.

Передбачається отримати поліноміальне рівняння другого ступеня. Для нього найменше число рівнів кожного чинника – три. З метою підвищення точності моделювання, чинники L і Q , вплив яких передбачається найбільш складним, прийнято змінювати на п'яти рівнях. Чинники $R_{ш}$, h або D змінюють на трьох рівнях (табл. 2.1).

Таблиця 2.1

Зв'язок між значеннями чинників у кодованій і натуральній системі координат

Чинник і його кодоване позначення	Значення чинника в натуральній системі координат для кодової системи:					
	-2	-1	0	1	1,491	2
Довжина ділянки між накладками L в мм, X_1	5	30	55	80	-	105
Товщина стрічки h в мм, X_2	-	4	5	6	-	-
Сила натягу стрічки Q в кН, X_3	20	55	90	125	-	160
Радіус робочої поверхні гальмівного шківа $R_{ш}$ в мм, X_4	-	500	612,5	725	-	-
Циліндрична жорсткість стрічки D в $\text{Н}\cdot\text{м}^2$, X_2'	-	245,8	503,7	-	870,3	-

Рівняння регресії другого порядку з виявленням парних взаємодій чинників для чотирифакторної моделі $R_{ш}$ містить 15 коефіцієнтів регресії. Для того, щоб здійснити оцінку якості моделі, число експериментів або точок має перевищувати кількість коефіцієнтів регресії. Для підвищення точності моделі число точок приймаємо 30 (кратне 3 і 5). Отже, для даної задачі вибираємо план $5^2 \cdot 3^2 // 30$ (див. додаток Б, табл. Б.1).

Рівняння регресій для опису результатів – значень факторів відгуку у вибраних точках плану – одержуємо за допомогою методу найменших квадратів.

Зазвичай якість математичної моделі оцінюють шляхом перевірки одержаного рівняння регресії на змістовність, адекватність і на значущість коефіцієнтів регресій [84]. Слід підкреслити, що існує істотна різниця між статистичною обробкою рівнянь регресій, одержаних внаслідок дослідження

натурних процесів або фізичних моделей, і рівнянь, створених для опису модельних процесів або об'єктів, значення факторів відгуку, або параметрів оптимізації, яких є результатом розрахунку аналітичних або чисельних моделей. У другому випадку, а саме він реалізується при дослідженні ділянок гальмівної стрічки, повторення експерименту для одних і тих же значень незалежних змінних дає однакове значення факторів відгуку. Інакше кажучи фактор відгуку втрачає властивість бути випадковою величиною. Внаслідок чого немає змоги визначити дисперсію відтворюваності експерименту, оцінити значущість коефіцієнтів регресії та перевірити адекватність моделі.

Однак перенесення традиційної методики статистичної оцінки якості математичних моделей у сферу теоретичних досліджень є можливе і доцільне. Аналіз методики показує, що такі моделі можна перевірити на змістовність, тобто їхню спроможність передбачувати параметр оптимізації в межах факторного простору. Критерієм змістовності моделі зазвичай служить умова [84]

$$\frac{S_{RO}^2}{4S_R^2} > F_{KP}, \quad (2.22)$$

де S_{RO}^2 – дисперсія відносно середнього значення параметра оптимізації; S_R^2 – залишкова дисперсія моделі; F_{KP} – значення критерію Фішера для ступенів вільності рівняння регресії, рівняння нульового порядку і прийнятого рівня значущості відповідно.

S_{RO}^2 , S_R^2 і F_{KP} визначають за відомими методиками [84].

Змістовність моделі перевіряють також за допомогою контрольних точок, що не належать плану.

Критерієм значущості коефіцієнтів регресії може бути залишкова дисперсія моделі. Якщо її значення не збільшується в ході прирівнювання коефіцієнта регресії до нуля, то це, очевидно, свідчить про те, що даний коефіцієнт відрізняється від нуля неістотно.

На завершення розгляду методики математичного моделювання зазначимо, що подальший аналіз моделей зводиться до виявлення домінуючих чинників,

змінюючи які можна впливати на конструкцію гальмівного вузла в бажаному напрямі. Наявність на поверхнях відгуку глобальних або локальних екстремумів дає змогу виявляти найбільш ефективне поєднання параметрів конструкції за вибраними критеріями оптимізації.

2.3. Моделювання конструктивних і силових параметрів фрикційної накладки та пари тертя

Раніше ніж приступити до створення моделі для дослідження НДС фрикційної накладки і пари тертя розглянемо особливості конструкції об'єкта дослідження та його навантаження. Фрикційна накладка в стрічково-колодкових гальмах (рис. 2.1 а) утворює разом із гальмівним шківом пару тертя. По-друге, вона забезпечує силовий зв'язок між гальмівною стрічкою та гальмівним шківом, тобто є передавальною ланкою вузла. По-третє, тіло накладки сприймає частину теплоти, що виділяється в парі тертя. Отже, накладка є також елементом, який бере участь у формуванні теплового режиму пари тертя.

В рамках силового аналізу конструкції фрикційної накладки достатньо обмежитися розглядом її перших двох функцій. Априорі можна припустити, що спроможність накладки виконувати названі функції залежить як від її конструкції (форми, розмірів, властивостей матеріалу), так і від її силової взаємодії зі спряженими деталями. Методика дослідження взаємодії накладки з гальмівною стрічкою розглянута в попередньому підрозділі. Наступним кроком є опрацювання методики встановлення якісних і кількісних зв'язків між параметрами взаємодії пари „накладка – гальмівна стрічка” та параметрами поведінки накладки в парі тертя, тобто в контакті „накладка – гальмівний шків”. Як зазначалося вище, розв'язок такого типу задач охоплює етап встановлення НДС накладки.

Фрикційна накладка, як геометричне тіло, може бути представлена у вигляді частини тонкостінного циліндричного кільця невеликої кривини (відношення її товщини до радіуса серединної поверхні менше $1/10$) зі співвідношенням її

довжини* та ширини, зазвичай, від $1/2$ до $3/2$. За формою і співвідношенням габаритних розмірів накладка не належить до стрижнів, або брусів, довжина яких має перевищувати значно [86] або десятикратно [101] найбільший розмір її поперечного перерізу. Вона також не належить до пластинок, оскільки її серединна поверхня не є плоскою. Очевидно, фрикційну накладку слід класифікувати як циліндричну оболонку.

Напружено-деформований стан фрикційної накладки порівняно з циліндричними оболонками, розглянутими в літературі [97, 101], має такі особливості. По-перше, накладка стискається поверхневими радіальними силами, що діють на неї з боку гальмівного стрічки і гальмівного шківа. По-друге, в контакт з шківом вона сприймає також поверхневі тангенціальні сили тертя. Розподіл названих сил нерівномірний. По-третє, в місцях кріплення накладки до гальмівної стрічки накладка навантажена зосередженою тангенціальною силою. Отже, усі зовнішні сили є тільки радіальними або тангенціальними. Тому, а також і з урахуванням того, що відношення товщини H накладки до її ширини $Z \ll 1$, НДС накладки можна класифікувати як плоску деформацію. Це дещо спрощує задачу. Однак навіть з урахуванням останнього нерівномірний розподіл зовнішніх сил практично унеможливорює використання аналітичного методу для її розв'язку.

Для дослідження НДС накладки пропонується її скінчено-елементна (СЕ) комп'ютерна модель. Програмний блок для створення і дослідження моделі приведений у додатку В. Модель ґрунтується на таких припущеннях і даних про конструкцію та навантаження серійних фрикційних накладок.

* Примітка. Звично вважається, що поняття довжина тіла стосується його найбільшого габаритного розміру. Фрикційні накладки для стрічково-колодкових гальм бурових лебідок різних фірм-виробників монтуються на гальмівній стрічці так, що їхній найбільший габаритний розмір може розташовуватися як вздовж, так і впоперек стрічки. Тому використання традиційного трактування поняття довжина накладки може призвести до плутанини. В даній роботі довжина накладки – це її габаритний розмір, який збігається з напрямком довжини гальмівної стрічки. Таке трактування вживається багатьма дослідниками, наприклад у працях [3, 41, 46, 65].

1. Накладка є тривимірним тілом (див. рис. 2.5 а). Проте її ширина (розмір Z) не змінюється вздовж осі Ox . Можна припустити, що зовнішні сили, а отже, напруження і деформації також не є функціями її координати z . Тому для спрощення моделі – зменшення кількості скінчених елементів, числа рівнянь і скорочення часу їхнього розв'язку – розробляємо двовимірну модель з елементами постійної товщини, рівної її ширині (рис. 2.5 б). З метою підвищення точності розрахунку СЕ-модель формуємо з квадратичних елементів [50].

2. Розміри та форму моделі вибираємо рівними відповідним параметрам серійної фрикційної накладки: радіус внутрішньої циліндричної поверхні приймаємо рівним радіусу гальмівного шківів $R_{ш}$, її товщину – товщині H накладки, її довжину – довжині W . Наявність кріпильних отворів або сталеві пластили в тілі накладки ігнорується – їхній вплив на розподіл питомих навантажень у контакті „накладка – шків” і на зношування накладки неістотний.

3. Відомі сили – рівномірно розподілені q_H і q_3 відповідно на набігаючій AK_H і збігаючій AK_3 ділянках накладки, а також зосереджені R_{BH} і R_{B3} (див. рис. 2.9) – визначаємо заздалегідь за методикою, описаною в підрозділі 2.2. Слід зауважити, що зосереджена сила є абстрактним поняттям. Взаємодія реальних тіл реалізується через більші чи менші площадки їхнього контакту. В початкових варіантах створюваних СЕ-моделей із залученням зосереджених сил R_{BH} і R_{B3} деформації ділянок накладки поблизу точок B_H і B_3 були нереально надмірними. Тому в остаточному варіанті моделі сили R_{BH} і R_{B3} замінено розподіленими навантаженнями q_{PH} і q_{P3} з лінійною зміною їхньої інтенсивності. Розмір ділянок $B_H E_H$ і $B_3 E_3$ виявляємо з умов, що $\int_{B_H E_H} q_{PH} dl = R_{BH}$ і $\int_{B_3 E_3} q_{P3} dl = R_{B3}$, а кути деформації (повороту) ділянок $B_H E_H$ і $B_3 E_3$ дорівнюють кутам θ_B поворотів поперечних перерізів гальмівної стрічки, які контактують з точками B_H і B_3 відповідно (див. підрозділ 2.2). Для випадків, що аналізуватимуться в розділі 3, площадки контакту $B_3 E_3$ і $B_H E_H$ склали 5 і 8 мм відповідно. Зазначимо, що вплив такої заміни в СЕ-моделі обмежувався ділянками, які не виходили за межі відстані у 8-11 мм від ліній $B_H E_H$ і $B_3 E_3$. Останнє цілком погоджується з принципом Сен-Венана.

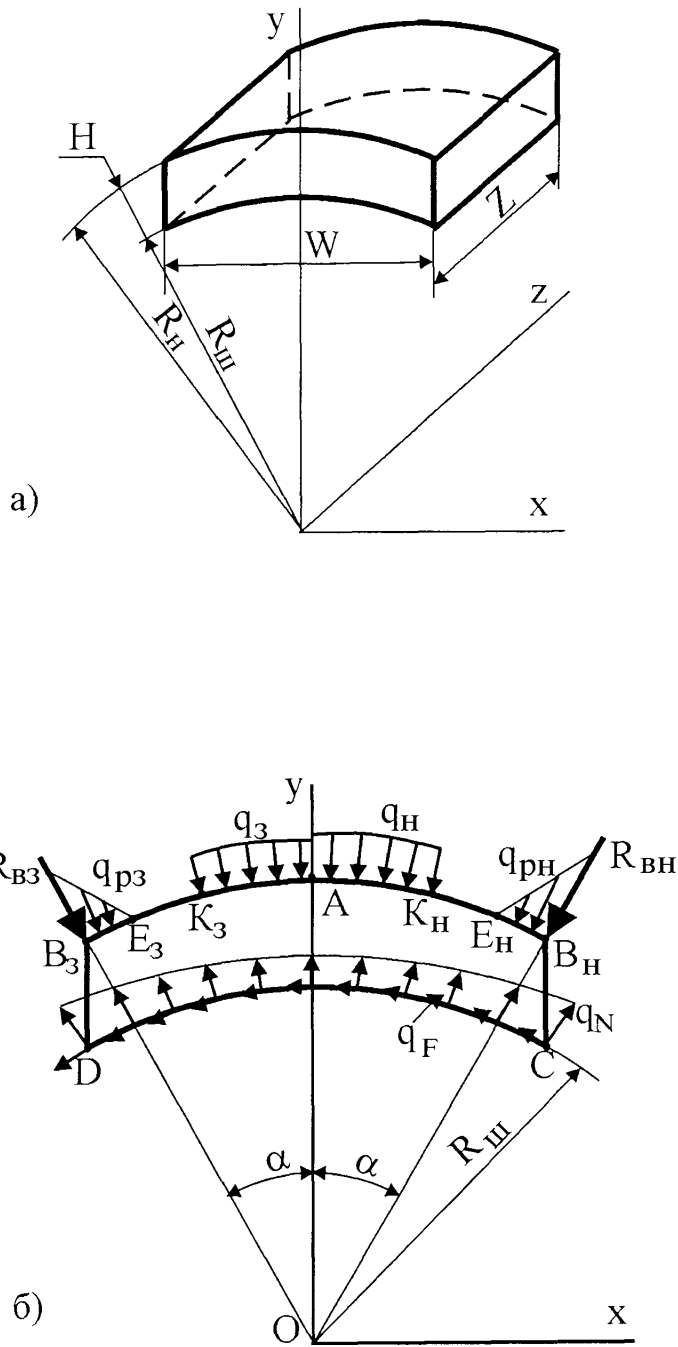


Рис. 2.5 а, б. Схема фрикційної накладки (а) та дії сил в СЕ-моделі фрикційної накладки (б)

4. Невідомі реакції з боку гальмівного шківа у вигляді поверхневих довільно розподілених сил q_N і q_F прикладені до вузлів дуги CD (рис. 2.5 б). На елементарних ділянках тертя ці сили пов'язані між собою залежністю Амонтона [103]

$$q_F = f \cdot q_N, \quad (2.23)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання.

В ході розв'язку задачі залежність (2.23) одержується ітераційним способом.

5. Невідома тангенціальна реакція R_A прикладена до вузла моделі в точці A на перетині циліндричної поверхні й осі симетрії накладки, тобто в місці кріплення накладки до гальмівної стрічки.

6. Граничні умови СЕ-моделі – тангенціальне переміщення точки A і радіальні переміщення вузлів дуги CD дорівнюють нулеві – цілком, очевидні для описаної схеми за умови, що деформацію ободу гальмівного шківа не враховуємо. Останнє припущення допустиме, оскільки модуль пружності сталевого ободу гальмівного шківа ($2 \cdot 10^5$ МПа) значно більший за модуль пружності матеріалу накладки ($6,9 \cdot 10^3$ МПа) [81, 86].

7. В ході модельного дослідження зношування накладки в парі тертя координату довільної точки дуги після кожного кроку збільшуємо в радіальному напрямку на величину лінійного зношування ζ у цій точці, а граничну умову для цієї ж точки – її радіальне переміщення – приймаємо рівним $-\zeta$. Внаслідок цього ділянка CD накладки постійно знаходиться в контакті з циліндричною поверхнею гальмівного шківа.

9. Величина зносу накладки залежить, за інших рівних умов режиму тертя, від матеріалу, температури, макрогеометрії контакту, швидкості ковзання, а також від питомого навантаження p і тривалості t роботи пари тертя [81]. У роботі використовуємо лінійну залежність ζ від p і t

$$\zeta = V_3 \cdot p \cdot t, \quad (2.24)$$

де V_3 – коефіцієнт пропорційності, що характеризує інтенсивність лінійного зношування фрикційної накладки.

10. В реальних умовах роботи стрічково-колодкового гальма питоме навантаження фрикційної накладки в межах циклу спуску однієї свічки бурильних труб змінюється від нуля до найбільшого. Такі цикли в ході спуску всієї колони повторюються. Якщо тривалість t роботи пари тертя фіксувати через періоди часу, кратні циклу її роботи, то найбільше питоме навантаження пари можна прийняти як таке, що характеризує її навантаження в цілому. При цьому коефіцієнт V_3 є усередненою величиною.

11. Чисельний метод розрахунку за формулою (2.24) передбачає покрокове збільшення тривалості роботи пари тертя з фіксацією зміни p і ξ . Чим менший крок, тим вища точність розрахунку, але тим більші затрати часу на проведення модельного дослідження. Пробними експериментами встановлено, що прийнятна точність (величини p відрізняються менше, ніж на 0,5%) досягається при $V_3 \cdot t$ (для першого кроку), рівному 1,37 мкм/МПа. При зменшенні нерівномірності розподілу питомого навантаження вздовж накладки крок збільшення тривалості роботи пари доцільно збільшувати.

В ході модельного дослідження зношування фрикційної накладки та розподілу питомого навантаження на кожному його етапі фіксуємо: тривалість t роботи пари тертя (відносні одиниці); реакцію R_A ; радіальну (нормальну) реакцію N_i і силу тертя F_i в кожному вузлі моделі, що належить дузі CD , а також їх суми N_{Σ} і F ; лінійний знос ξ_i в кожному вузлі дуги CD , а також їхні сумарні величини з урахуванням попередніх етапів.

За величинами N_i та розмірами елементарних площадок розраховуємо питомі навантаження у вузлах ділянки CD і виявляємо їхні значення: найбільше (p_{max}), найменше (p_{min}), середнє ($p_{сер}$) і для крайніх вузлів з боку набігаючої (p_n) і збігаючої (p_z) гілок гальмівної стрічки. Крім того, розраховуємо такі характеристики розподілу питомого навантаження вздовж дуги CD накладки: коефіцієнт кореляції $r_{p,L}$ між питомим навантаженням і довжиною пари тертя, коефіцієнт нерівномірності розподілу питомого навантаження $K_{p,u}$

$$K_{p,u} = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{сер}} \quad (2.25)$$

і кутовий коефіцієнт b_p рівняння лінійної регресії

$$p = p_{сер} + b_p \cdot \left(L_H - \frac{1}{2} L_m \right), \quad (2.26)$$

де L_H – координата вузла на дузі CD ($L_H=0$ для вузла в точці D); L_m – довжина дуги CD .

Параметри лінійного зношування ξ мають аналогічні індекси. Характеристики розподілу зношування накладки по її довжині визнаємо подібно:

$$K_3 = \frac{\xi_{\max} - \xi_{\min}}{\xi_{\text{зад}}}; \quad (2.27) \quad \xi = \xi_{сер} + b_3 \cdot \left(L_H - \frac{1}{2} L_{\max} \right). \quad (2.28)$$

Вище описана методика досліджує роботу ділянки гальмівної стрічки із фрикційною накладкою в процесі усталеного гальмування. Далі розглянемо методику вивчення деформації фрикційного вузла в розімкненому стані стрічково-колодкового гальма та при переході до початку гальмування.

2.4. Моделювання деформації фрикційного вузла

2.4.1. Створення моделі вузла. Прототипом моделі служить серійна конструкція фрикційного вузла, що використовується в бурових лебідках моделі ЛБУ-1200. Її параметри: матеріал стрічки – сталь 50 ($E=2 \cdot 10^5$ МПа, $\nu=0,3$, густина $d=7800$ кг/м³); розміри – товщина $h=5$ мм, ширина $s=220$ мм, довжина $l=4250$ мм, радіус внутрішньої поверхні $R_H=755$ мм; на обох кінцях стрічки приєднані хомути із листової сталі 50 товщиною 11 мм, які утворюють вуха для з'єднання з набігаючою та збігаючою тягами гальма. На дузі охоплення стрічки в 270° змонтовано 20 фрикційних накладок з постійним кутовим кроком їхнього розміщення $2\varphi=13,5^\circ$. Розміри накладки: довжина $W=120$ мм, радіуси внутрішньої і зовнішньої циліндричної поверхні $R_{in}=725$ мм і $R_H=755$ мм, ширина $Z=230$ мм, матеріал – ретинакс марки ФК-24А ($E_H=6,9 \cdot 10^3$ МПа, $\nu_H=0,37$, $d_H=2300$ кг/м³, коефіцієнт тертя по сталі $f=0,35$) [27, 81]. Вузол включає також два пристрої (пружинні відтяжки) для регулювання радіального зазора між робочими поверхнями накладок і гальмівним шківом. Кути $\psi_1=65^\circ$ і $\psi_2=145^\circ$ їхнього розміщення на моделі відповідають розміщенню відтяжок серійного гальма.

Для спрощення моделі дію фрикційних накладок на стрічку замінюємо силою ваги накладки, прикладеною в місці її кріплення до стрічки. Вплив накладки на жорсткість стрічки може проявитися лише при зменшенні радіуса її кривини – прикріплена накладка підвищує циліндричну жорсткість стрічки. Розрахунки (див. додаток Г) показують, що для вибраних параметрів гальма жорсткість стрічки на її ділянці, обмеженій кутом φ , збільшується в 5,3 раза. Для решти ділянок стрічки її циліндричну жорсткість визначають за формулою (2.1).

Оскільки ширина стрічки не змінюється по її довжині, то з метою спрощення модель гальмівного вузла вибирається двовимірною (рис. 2.6 а). На схемі дію пружин відтяжок замінено радіальними силами P_1 і P_2 .

Попередні спроби розв'язати поставлену задачу визначення деформації фрикційного вузла аналітичним методом із застосуванням рівнянь статки та сумісності деформацій виявились безуспішними – величини деформацій стрічки, розраховані аналітичним методом, не задовольняли граничним умовам. Причини незадовільного результату пов'язані, очевидно, з відносно низькою жорсткістю стрічки при її великій довжині та порівняно малою відстанню між опорами M і N (рис. 2.6 а). Тому для розв'язку задачі обрано чисельний метод, а саме метод скінчених елементів.

СЕ-модель фрикційного вузла формуємо на основі описаного вище прототипу з урахуванням міркувань, поданих у підрозділі 2.3 при обґрунтуванні СЕ-моделі фрикційної накладки. Ця двовимірна модель з квадратичними елементами постійної товщини, рівної ширині стрічки, розміри якої збігаються з розмірами спрощеного прототипу, а властивості матеріалу відповідають сталі 50 з урахуванням змінної жорсткості для ділянок з різною деформацією.

Навантаження СЕ-моделі охоплює сили:

– ваги G_H кожної із двадцяти фрикційних накладок, прикладених до вузлів моделі на радіусі R_H в місцях їхнього кріплення до стрічки з кроком $2\varphi=13,5^\circ$

$$G_H = d_H \cdot W \cdot (R_H - R_o) \cdot Z = 2300 \cdot 0,12 \cdot (0,755 - 0,725) \cdot 0,23 = 1,9044 \text{ Н};$$

– ваги G стрічки

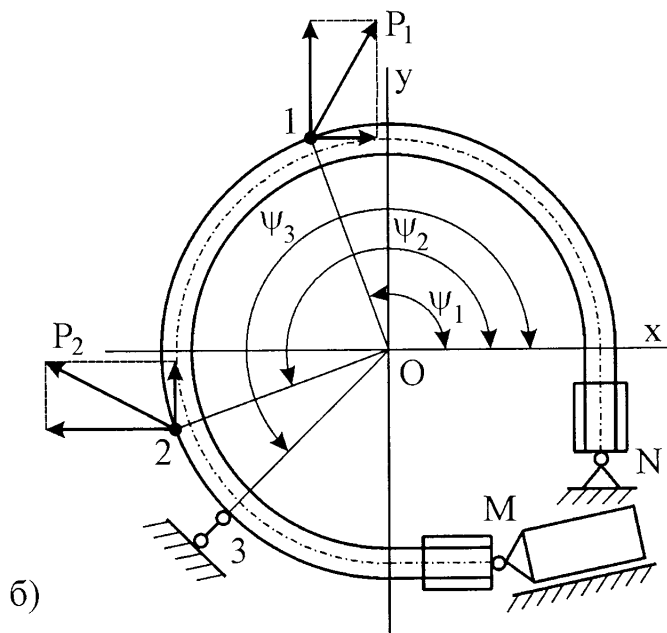
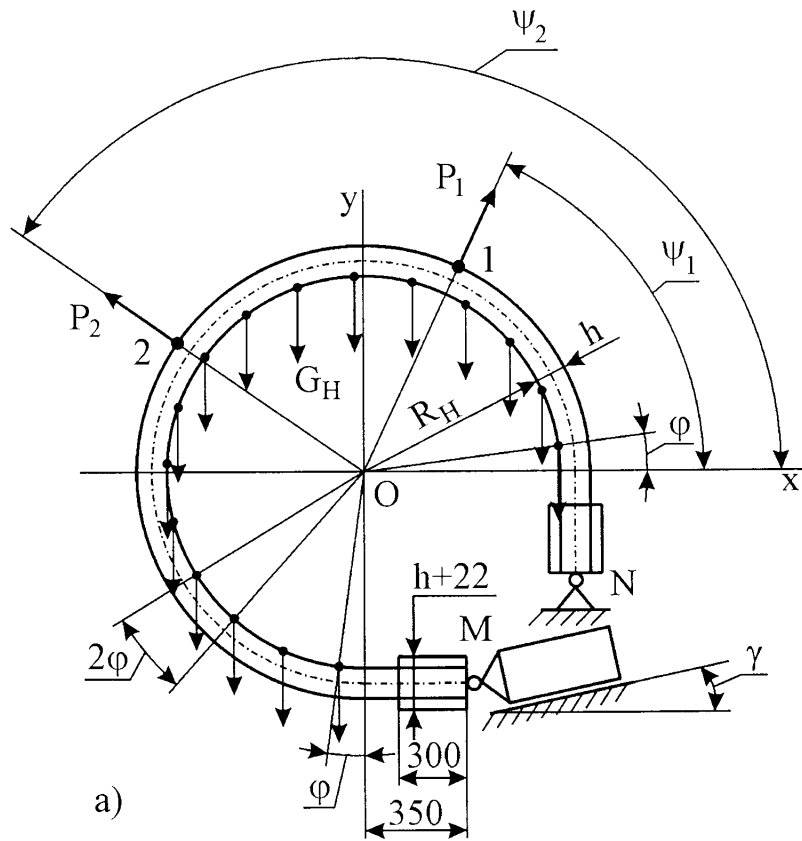


Рис. 2.6 а, б. Розрахункова схема гальмівного вузла з двома (а) та з трьома (б) пристроями для регулювання радіального зазора

$$G = d \cdot [s \cdot (h \cdot l + 2 \cdot 0,022 \cdot 0,3)] = 7800 \cdot [0,22 \cdot (0,005 \cdot 4,25 + 2 \cdot 0,022 \cdot 0,3)] = 59,116 \text{ Н.}$$

G є об'ємною силою. Вона рівномірно розподілена в об'ємі моделі стрічки та діє в одному напрямку з G_H (на рис. 2.6 а сила G не показана);

– невідомі P_1 і P_2 , якими пружини відтяжок при розмиканні гальма зміщують стрічку з накладками створюючи радіальний зазор ε між гальмівним шківом і робочими поверхнями накладок.

Граничні умови СЕ-моделі складаються з обмежень на переміщення опор-шарнірів M і N . Шарнір N не змінює свого положення – його зміщення вздовж осей Ox то Oy рівні нулеві. Шарнір M рухомий. Для досягнення середнього радіального зазора між накладками та шківом близько 3,5 мм зміщення точки M вздовж осі Ox має складати -16,5 мм ($\Delta_x = -\varepsilon \cdot \frac{3}{2} \pi = -3,5 \cdot \frac{3}{2} \pi = -16,5$ мм). При цьому зміщення вздовж осі Oy становить -3,5 мм ($\Delta_y = \Delta_x \cdot \operatorname{tg} \gamma = -3,5$ мм), де $\gamma = 12^\circ$ – кут нахилу шатуна, що з'єднує вухо збігаючої гілки гальмівної стрічки з шатунною (мотильовою) шийкою кривошипного вала гальма.

2.4.2. Методика дослідження деформації СЕ-моделі серійного фрикційного вузла. Метою модельного дослідження є виявлення оптимальних значень сил P_1 і P_2 та розподілу деформації (радіального зазора) вузла в розімкненому стані гальма і на початку гальмування. В ході модельного дослідження фіксуються значення сил P_1 і P_2 , розподіл радіального зазора ε між вузлом і гальмівним шківом на дузі охоплення і поле розсіяння Δ_R радіального зазора

$$\Delta_R = \varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min},$$

де ε_{\max} і ε_{\min} – найбільший і найменший радіальний зазори.

Передбачається отримати математичну модель у вигляді

$$\Delta_R = a_0 + a_1 X_1 + a_2 X_2 + a_3 X_1^2 + a_4 X_2^2 + a_5 X_1 X_2, \quad (2.25)$$

де X_1 і X_2 – кодовані значення чинників P_1 і P_2 відповідно.

Функцією мети цієї моделі є $\Delta_R \rightarrow \min$, тобто досягнення найменшого значення Δ_R .

Для спрощення дослідження й отримання статистично оцінюваних параметрів математичної моделі, як і у випадку моделювання деформації ділянки стрічки (див. підрозділ 2.1), скористаємося методикою планування експерименту.

Інтервал зміни незалежних чинників – сил P_1 і P_2 – вибираємо з експериментальних даних про сили, що реалізуються на серійній буровій лебідці – це 750-770 Н для P_1 і 400-460 Н для P_2 . Для отримання математичної моделі другого порядку чинники повинні змінюватися на трьох рівнях (табл. 2.2).

Таблиця 2.2

Зв'язок між значеннями чинників у кодованій і натуральній системі координат

Чинник і його кодоване позначення	Значення чинника в натуральній системі координат для кодованої системи:		
	-1	0	1
Сила P_1 в Н, X_1	750	760	770
Сила P_2 в Н, X_2	400	430	460

Оскільки модель (2.25) є другого порядку з двома незалежними змінними і числом коефіцієнтів, рівним 6, то для статистичної оцінки якості моделі кількість точок плану має бути більше 6. Таким, зокрема, є симетричний композиційний D-оптимальний план $3^{2//9}$ [84].

Методика оцінки якості моделі в цілому збігається з описаною в підрозділі 2.2.4.

Перейдемо до опису методики вивчення деформації фрикційного вузла на початку гальмування. В ході такого дослідження передбачається виявити ділянки вузла, що першими входять у контакт зі шківом, а також вплив сил тертя на цій ділянці на зміну деформації вузла.

Досліджується SE-модель серійного фрикційного вузла з силами P_1 і P_2 , отриманими шляхом оптимізації параметра Δ_R . Процедури дослідження виконують у такій послідовності:

1. Зменшують зміщення Δ_x і Δ_y точки M (величини Δ_x і Δ_y пропорційні до своїх початкових значень) до величин, при яких радіальний зазор ε у точці K

фрикційного вузла, що першою входить у контакт зі шківом, стане на декілька мікрометрів менше нуля. При цьому інші параметри моделі залишаються без зміни. Розв'язком цього етапу є графік розподілу ε і значення кута ψ_K контактної точки K при величинах зміщення $\Delta_{x,K}$ і $\Delta_{y,K}$ точки M ;

2. Повторюють розв'язок задачі за даними $\Delta_{x,K}$ та $\Delta_{y,K}$ із введенням додаткової граничної умови – радіальне зміщення в точці K гальмівного вузла прирівнюють до нуля. Розв'язком цього етапу задачі є радіальна реакція N_K в точці K (сила, з якою гальмівний вузол в точці K притискається до шківа);

3. Повторюють розв'язок з такими змінами – в точці K вузла анулюється гранична умова і прикладаються радіальна сила N_K і тангенціальна сила тертя $F_K = f \cdot N_K$. Результатом розв'язку є графік розподілу радіального зазора ε на дузі охоплення.

Порівняння графіків, отриманих за процедурами 1 і 3 даної методики дослідження, дає змогу одержати інформацію про поведінку вузла на початку гальмування.

2.4.3. Методика дослідження впливу розміщення відтяжок і опори на деформацію елементів фрикційного вузла. Мета дослідження – пошук можливостей регулювання кута ψ_K за допомогою зміни розміщення механізмів, що створюють і регулюють радіальний зазор при розмиканні гальма.

Як буде показано в підрозділі 3.3, двоелементна схема розміщення пружинних відтяжок (рис. 2.6 а) навіть для оптимального співвідношення сил P_1 і P_2 не забезпечує достатньо вузького інтервалу радіального зазора ($\Delta_R > 4,5$ мм). В багатьох сучасних бурових лебідках широко використовується дво- і триелементна схема розміщення механізмів регулювання радіального зазора, однією із складових якої є, зазвичай, один підтримуючий ролик, а решта – одна або дві пружинні відтяжки [3, 48, 73]. Причому поєднання один ролик – одна відтяжка можливе лише для конструкцій стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з дугою охоплення не менше 290° (див., наприклад, конструкцію гальма

бурової лебідки моделі ЛБУ-1100 [73]). Наші попередні дослідження СЕ-моделі гальмівного вузла показують, що в конструкціях гальм з дугою охоплення 270-285° така двоелементна схема може створити потрібний радіальний зазор. Однак при цьому реакція в опорі M (див. рис. 2.6 а) збігається за напрямком з віссю Ox , тобто сила F_B (див. рис. 2.1 а) повинна мати протилежний напрямок, що неприйнятно. Тому в основу досліджень, викладених нижче, покладена триелементна схема пристроїв регулювання радіального зазора (рис. 2.6 б).

Зі схеми на рис. 2.6 б випливає, що розв'язок поставленої задачі передбачає вивчення впливу 7 чинників – кутів ψ_1 , ψ_2 і ψ_3 та проекцій на осі Ox і Oy сил P_1 і P_2 . Зважаючи на складність і громіздкість розв'язку такої задачі оптимізації обмежимося лише пошуком засобів для регулювання кута ψ_k і можливості їхньої реалізації. Така задача не потребує побудови математичних моделей і дає змогу скористатися методично простим і менш трудомістким методом оптимізації – методом покоординатного пошуку, або методом Гаусса-Зайделя [84]. Його суть полягає в послідовній оптимізації процесу чи конструкції за окремим чинником при фіксованих значеннях решти. Зазвичай значення параметрів оптимізації, задовільно близьке до оптимально, одержують за два цикли зміни чинників. Підкреслимо, що високої точності в досягненні оптимальних значень параметра оптимізації не потрібно, тому що задача полягає не в пошуку оптимального значення, а у виявленні принципової можливості регулювання кута ψ_k .

Методика модельного дослідження охоплює такі процедури:

1. Зміну СЕ-моделі гальмівного вузла з урахуванням використання додаткового елемента – опорного ролика, – а також заміни радіальних сил P_1 і P_2 на їхнє довільне розміщення. Використання опорного ролика реалізується через додаткову граничну умову в точці 3 – фіксацію її радіального зміщення – $\epsilon_3 = 2,5$ мм. Граничні умови для шарніра M визначаємо з умови, що середній радіальний зазор становитиме приблизно 3 мм. Отже,

$$\Delta_x = -\epsilon \cdot \frac{3}{2} \pi = -3 \cdot \frac{3}{2} \pi = -14,1 \text{ мм}, \text{ а } \Delta_y = \Delta_x \cdot \operatorname{tg} \gamma = -14,1 \cdot \operatorname{tg} 12^\circ = -3 \text{ мм}.$$

2. Розв'язок задачі стосовно критерію оптимізації Δ_R ($\Delta_R \rightarrow \min$) для кожної зміни чинників. Якщо внаслідок циклу зміни чинників значення Δ_R виявляється більшим за значення оптимального Δ_R для двоелементної схеми регулювання радіального зазору, то такий пошук вважається незадовільним і після зміни значення чинника пошук продовжується. У разі досягнення прийнятної величини параметра оптимізації фіксується графік розподілу ε , кутові та силові параметри.

3. Процедуру 1-3 з підрозділу 2.4.2 пошуку точки K (кута ψ_K) та виявлення „поведінки” гальмівного вузла на початку гальмування.

Висновки

1. Вперше розроблено математичну модель ділянки гальмівної стрічки, що включає зону кріплення до неї фрикційної накладки в радіальній площині її симетрії. Модель ґрунтується на застосуванні аналітичного методу розрахунку напружено-деформованого стану конструкцій – рівнянь статички та сумісності деформацій. Вона призначена для дослідження НДС ділянки стрічки стрічково-колодкового гальма.

2. Створено методику дослідження НДС ділянки гальмівної стрічки на основі поєднань відомих методик розрахунку НДС прямих стрижнів та оболонки, а також методики багатofакторного планування експерименту. Розроблено процедурний блок для розрахунку НДС ділянки стрічки на ЕОМ. Показано можливість застосування традиційної методики багатofакторного планування експерименту для теоретичних досліджень різних типів гальмівних стрічок.

3. Вперше розроблено параметричну СЕ-модель фрикційної накладки для вивчення її НДС і силових взаємодій зі спряженими деталями.

4. Створено методику чисельного динамічного моделювання деформації фрикційної накладки при її зношуванні. Методика ґрунтується на використанні лінійної залежності зношування робочої поверхні накладки від питомого

навантаження і тривалості роботи пари тертя з покроковим збільшенням параметра, що моделює відносну тривалість зношування.

5. Запропоновано коефіцієнти $K_{P,C}$ і $K_{P,ш}$ для кількісної оцінки ступеня нерівномірного розподілу сил у контакті накладки зі спряженими деталями та методику їхнього визначення.

6. Розроблено СЕ-моделі фрикційного вузла – стрічки зі змонтованим на ній комплектом фрикційних накладок і пристроями регулювання радіального зазора між парами тертя в розімкненому гальмі – для вивчення його деформації в розімкненій парі тертя та на початку гальмування.

7. Створено методику дослідження деформацій фрикційного вузла на початку гальмування, яка ґрунтується на поєднанні традиційних методик багатofакторного планування й оптимізації з методикою дослідження динамічних процесів з використанням покрокового збільшення натягу збігаючої гілки стрічки.

8. Запропоновано критерій оптимізації конструкцій пристроїв регулювання радіального зазора між робочими поверхнями накладок і гальмівним шківом у розімкненому фрикційному вузлі гальма – найменше поле розсіяння радіального зазора.

РОЗДІЛ 3

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ФРИКЦІЙНОГО ВУЗЛА ГАЛЬМА

3.1. Напружено-деформований стан гальмівної стрічки і розподіл сил між неробочими поверхнями фрикційного вузла

3.1.1. Силова навантаженість гальмівної стрічки. Розглянемо результати застосування моделі НДС ділянки гальмівної стрічки (див. підрозділ 2.2) для дослідження серійної конструкції гальма бурової лебідки ЛБУ-1200 (табл. 3.1, рис. 3.1 а, б, в) [22]. Розрахунок НДС стрічки виконано на ЕОМ за допомогою програми, приведеної в додатку А. Під час гальмування натяг набігаючої гілки стрічки змінюється в межах 0-160 кН. Параметри конструкції фрикційного вузла гальма приведені в додатку Д.

Таблиця 3.1

Результати розрахунку сил і деформацій гальмівної стрічки

Q	S	S_K	XB_2	R_B	P_K	$P_K + R_B \cdot \cos \alpha$	$Q \cdot \sin \varphi$
кН							
2	1,999	2,000	0,063	0,141	0,095	0,235	0,235
10	9,993	9,998	0,319	0,704	0,474	1,175	1,175
40	39,97	39,99	1,274	2,815	1,896	4,702	4,702
80	79,94	79,98	2,542	5,626	3,798	9,404	9,404
120	119,9	120,0	3,804	8,428	5,706	14,11	14,11
160	159,9	160,0	5,061	11,23	7,618	18,81	18,81
Q , кН	XA_3	$-XB_3$	XK_3	W_x	$-\Delta_y \cdot 10^3$	$-\theta_B \cdot 10^3$	$\Delta_\beta \cdot 10^6$
	Н·м			мм		град.	
2	0,481	0,642	0,127	24,11	2,48	0,354	0,423
10	2,408	3,209	0,628	24,07	4,95	1,773	2,112
40	9,621	12,82	2,500	24,04	7,40	7,092	8,432
80	19,18	25,56	4,953	23,95	9,83	14,19	16,80
120	28,67	38,20	7,353	23,83	15,1	21,28	25,07
160	38,06	50,76	9,706	23,73	19,0	28,30	33,20

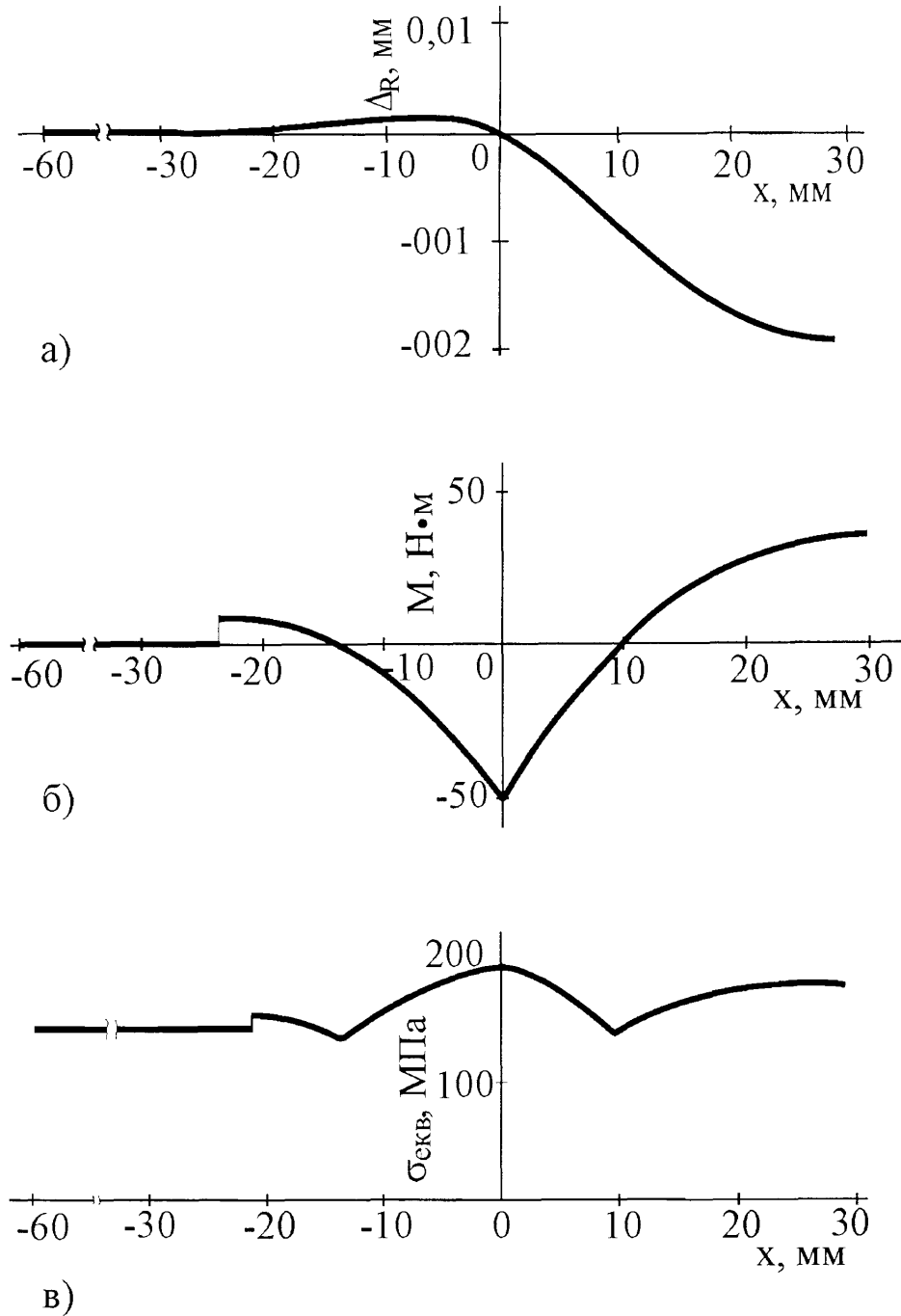


Рис. 3.1 а, б, в. Графіки прогину (а), згинального моменту (б) еквівалентних напружень (в) ділянки гальмівної стрічки над ($x < 0$) і між ($x > 0$) фрикційними накладками за $Q = 160$ кН ($\Delta_R = \sqrt{x^2 + y^2} - R$, де x і y – координати точок серединної лінії стрічки в системі координат $x_A O y_A$, див. рис. 2.2 а)

Аналіз даних табл. 3.1. і рис. 3.1 дає змогу зробити такі узагальнення про НДС досліджуваної ділянки гальмівної стрічки та розподіл сил між нею і фрикційною накладкою в процесі гальмування під дією натягу стрічки силою Q :

1. Радіус кривини серединної лінії гальмівної стрічки змінюється – стає меншим за R на ділянці AB , набуває найменшої величини посередині ділянки між накладками, більшим за R на ділянці BK і залишається рівним R на ділянці CK . На ділянці AB координати серединної лінії деформованої стрічки з досить високою точністю (середнє квадратичне відхилення складає $2,348 \cdot 10^{-4}$ мм) описуються кубічним рівнянням $y = 757,481 + 1,221 \cdot 10^{-4}x - 6,039 \cdot 10^{-4}x^2 + 1,012 \cdot 10^{-6}x^3$ в системі координат $x_A O y_A$ (рис. 2.2 а).

2. Радіальне зміщення стрічки є найбільшим в точці A . Однак його величина відносно мала. Так, при $Q=160$ кН зміщення становить 0,019 мм, тобто 3,38 % від найбільшого можливого ($R \cdot (1 - \cos \beta) = 757,5(1 - \cos 2,207^\circ) = 0,562$ мм).

3. Деформація гальмівної стрічки супроводжується дуже малим збільшенням кута β (при $Q=160$ кН $\Delta\beta$ складає 0,0015%), що практично не впливає на розрахунок сили тертя і моменту гальмування.

4. Гальмівна стрічка контактує з накладкою в точці B і на ділянці CK , довжина якої становить приблизно 60% довжини накладки. Протяжність W_x ділянки між точками B і K стрічки, на якій немає контакту з накладкою, залежить незначно від натягу стрічки – при збільшенні Q у 80 разів W_x зменшується на 1,5%.

5. Сила, з якою гальмівна стрічка притискає фрикційну накладку до шківів, отримана з урахуванням деформації стрічки ($P_K + R_B \cdot \cos \alpha$) і рівна силі, розрахованій за відомою методикою ($Q \cdot \sin \varphi$) [96, 117]. Отже, деформація стрічки на її ділянках не впливає на обчислення гальмівного моменту гальма.

6. Сила $P_K + R_B \cdot \cos \alpha$ розподілена по довжині накладки нерівномірно: більша її частка ($R_B \cdot \cos \alpha$, 59,5-59,7%) діє зосереджено на краю накладки в точці B , менша (P_K , 40,3-40,5%) – рівномірно розподілена на ділянці CK . Це Такий нерівномірний розподіл сил в парі „стрічка – накладка” є, очевидно, визначальною причиною нерівномірного зношування фрикційної накладки по її довжині.

7. Силове навантаження гальмівної стрічки теж неоднакове по її довжині. Сила натягу стрічки найбільша на ділянках AB і CK (практично рівна Q). Згинальний момент (рис. 3.1 б) найбільший у перерізі B стрічки. В перерізі A він складає 75%, а в перерізі K – 19,1-19,7% від найбільшого.

Для розподілу еквівалентних напружень, розрахованих за формулою (2.18), спостерігається подібне співвідношення (рис. 3.1 в): для перерізу A – 96,9%, для перерізу K – 80,4% від найбільшого напруження в перерізі B (192,2 МПа). Напруження в ділянці KC складає 75,7% від найбільшого. Звідси випливає, що стрічка навантажена приблизно рівномірно по довжині, хоча визначальним щодо міцності є її переріз B .

Поряд з цим слід відзначити, що наведені величини напружень розраховані за умови сталості розмірів поперечного перерізу стрічки по її довжині. Однак в перерізі C стрічки розміщені два поздовжні пази шириною 5 мм кожен або два отвори діаметром 15 мм для кріплення накладки. У цьому разі номінальні еквівалентні напруження в перерізі C зростають до 160 і 168 МПа, відповідно. Переріз A стрічки може бути ослаблений двома отворами діаметром 6 мм для кріплення пластини-розділювача. Наявність таких отворів збільшує номінальне еквівалентне напруження до 197 МПа. У цьому разі визначальним щодо міцності є переріз A стрічки. Принагідно зауважимо, що отвори або пази в стрічці є концентраторами напружень. Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень для описаної конструкції стрічки за даними [87] дорівнює 3.

3.1.2. Вплив конструктивних параметрів фрикційного вузла та натягу гальмівної стрічки. Зупинимось, передовсім, на закономірностях деформації гальмівної стрічки. Як видно з попереднього викладу, деформацію стрічки можна характеризувати довжиною W_x ділянки стрічки, на якій немає контакту з накладкою, прогином Δ_R і Δ_y відповідно на всій довжині ділянки стрічки та в радіальній площині її симетрії (в точці A , див. рис. 2.1 б) і кутом θ_B повороту перерізу стрічки в точці B (див. рис. 2.2 б).

Графіки на рис. 3.2 вказують на те, що параметром конструкції з найбільшим впливом на W_x є довжина ділянки стрічки між сусідніми накладками. Так, збільшення L з 5 до 130 мм супроводжується збільшенням W_x з 4,2 мм до 52,1 і 66,9 мм для стрічок з товщиною 4 і 6 мм відповідно. Причому в досліджуваному інтервалі зміни Q (від 5 до 160 кН) зміна W_x тим більша, чим більшою є величина L і чим менша товщина стрічки (порівнюємо криві 4, 6 і 5, 7, а також 1 і 8 на рис. 3.2, б). Це підтверджують і залежності на рис. 3.2, в.

Впливу зміни радіуса $R_{ш}$ гальмівного шківа на деформацію ділянок стрічки над фрикційною накладкою не виявлено (рис. 3.2, г). Про це свідчить також той факт, що графіки залежностей W_x від L , Q і h практично збігаються для різних $R_{ш}$ за умови рівності величин L , Q або h (рис. 3.2, а-в).

Зауважимо, що на рис. 3.2, як і на багатьох інших подібних рисунках підрозділу 3.1.2, подана лише частина залежностей, отриманих нами в ході теоретичного дослідження НДС ділянки гальмівної стрічки. Ці залежності є типовими і, на наш погляд, достатньо представницькими для ілюстрації особливостей поведінки досліджуваної конструкції. Повний виклад одержаних результатів буде зроблено в наступному підрозділі у вигляді математичних моделей гальмівної стрічки.

Перейдемо до розгляду впливу параметрів гальма і натягу гальмівної стрічки на її прогин Δ_R і Δ_y (рис. 3.3 і 3.4). Домінуючий вплив на прогин стрічки мають довжина ділянки стрічки між сусідніми накладками (рис. 3.3, а) та її натяг (рис. 3.3, б). Зі збільшенням довжини L понад 55 мм до 130 мм прогин збільшується приблизно на порядок, однак залишається меншим 10 мм. Зменшення радіуса гальмівного шківа і товщини стрічки, як і збільшення натягу стрічки супроводжується збільшенням її прогину (рис. 3.3, б-г). Причому за малих деформацій залежності Δ_y від Q , h і $R_{ш}$ близькі до лінійних. Інтенсивність впливу розмірів h і $R_{ш}$ зростає зі збільшенням довжини L .

Геометрія ділянки деформованої стрічки між накладками апроксимується кубічними рівняннями (в системі координат $x_A O y_A$ рис. 2.2 а). Для кривих, зображених на рис. 3.4, ці рівняння мають вигляд:

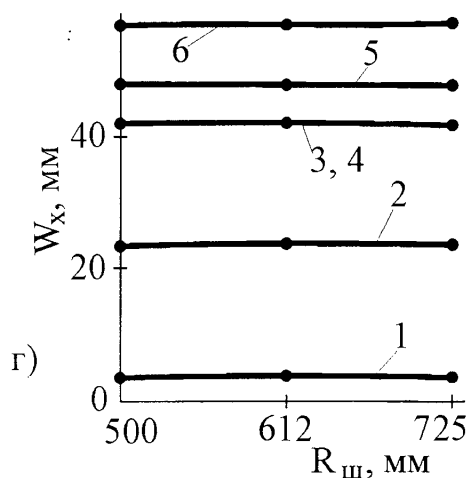
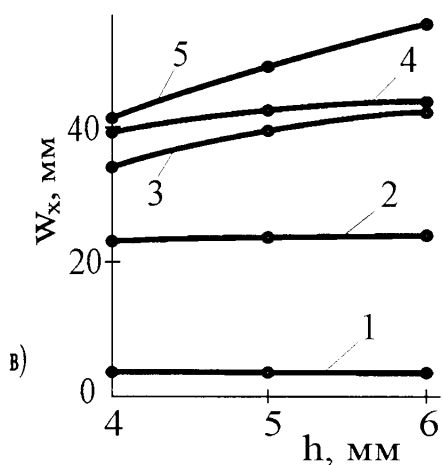
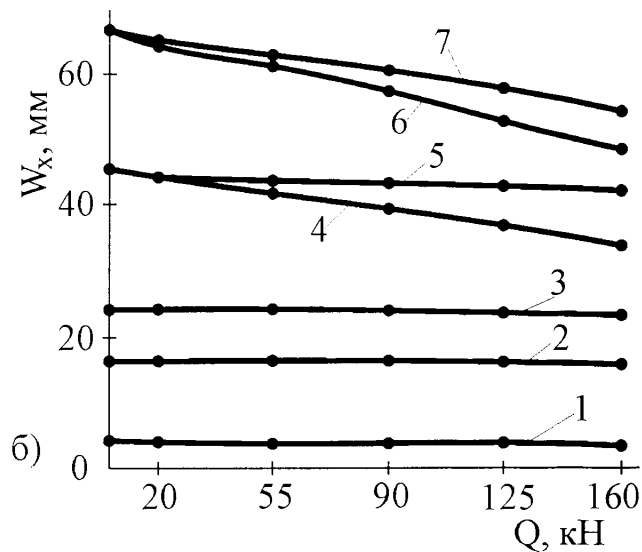
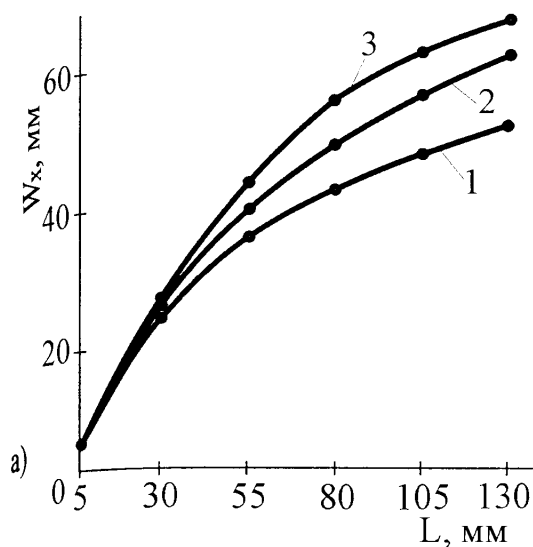


Рис. 3.2 а, б, в, г. Залежності довжини W_x ділянки гальмівної стрічки від:

а) довжини L стрічки:

- 1- $h=4$ мм, $Q=90$ кН, $R_{ш}=500, 612,5$ і 725 мм;
- 2- $h=5$ мм, $Q=160$ кН, $R_{ш}=500$ і 725 мм;
- 3- $h=6$ мм, $Q=160$ кН, $R_{ш}=500, 612,5$ і 725 мм;

б) натягу Q стрічки:

- 1- $L=5$ мм, $h=4$ і 5 мм, $R_{ш}=500$ і 725 мм;
- 2- $L=20$ мм, $h=4$ мм, $R_{ш}=725$ мм;
- 3- $L=30$ мм, $h=5$ і 6 мм, $R_{ш}=500$ і 725 мм;
- 4- $L=55$ мм, $h=4$ мм, $R_{ш}=612,5$ мм;
- 5- $L=55$ мм, $h=6$ мм, $R_{ш}=612,5$ мм;
- 6- $L=80$ мм, $h=5$ мм, $R_{ш}=612,5$ мм;
- 7- $L=80$ мм, $h=6$ мм, $R_{ш}=612,5$ мм;

в) товщини h стрічки:

- 1- $L=5$ мм, $Q=90$ і 160 кН, $R_{ш}=500$ і 725 мм;
- 2- $L=30$ мм, $Q=160$ кН, $R_{ш}=500$ і 725 мм;
- 3- $L=55$ мм, $Q=160$ кН, $R_{ш}=725$ мм;
- 4- $L=55$ мм, $Q=90$ кН, $R_{ш}=725$ мм;
- 5- $L=80$ мм, $Q=160$ кН, $R_{ш}=500$ мм;

г) радіуса $R_{ш}$ гальмівного шківів:

- 1- $L=5$ мм, $Q=160$ кН, $h=4$ і 6 мм;
- 2- $L=30$ мм, $Q=90$ і 160 кН, $h=4$ мм;
- 3- $L=55$ мм, $Q=160$ кН, $h=6$ мм;
- 4- $L=80$ мм, $Q=160$ кН, $h=4$ мм;
- 5- $L=105$ мм, $Q=160$ кН, $h=4$ мм;
- 6- $L=105$ мм, $Q=160$ кН, $h=5$ мм

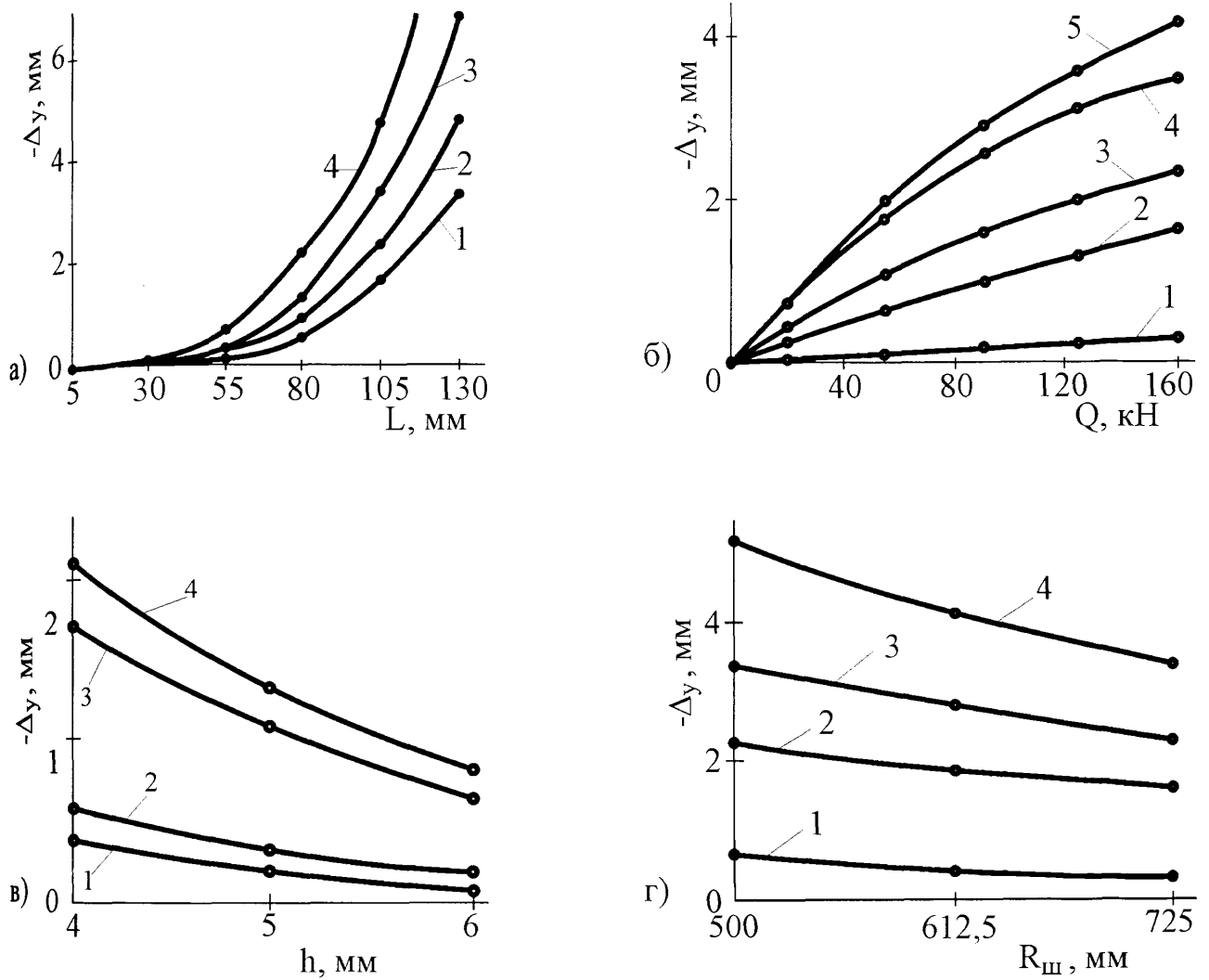


Рис. 3.3 а, б, в, г. Залежності прогину гальмівної стрічки Δ_y від сили її натягу та конструктивних параметрів фрикційного вузла від:

а) довжини L ($Q=160$ кН):

- 1 - $h=6$ мм, $R_{ш}=725$ мм;
- 2 - $h=5$ мм, $R_{ш}=725$ мм;
- 3 - $h=5$ мм, $R_{ш}=500$ мм;
- 4 - $h=4$ мм, $R_{ш}=500$ мм;

в) товщини h ($Q=160$ кН):

- 1 - $L=55$ мм, $R_{ш}=725$ мм;
- 2 - $L=55$ мм, $R_{ш}=500$ мм;
- 3 - $L=80$ мм, $R_{ш}=612,5$ мм;
- 4 - $L=80$ мм, $R_{ш}=500$ мм;

б) натягу стрічки:

- 1 - $h=5$ мм, $L=55$ мм, $R_{ш}=725$ мм;
- 2-4 - $L=105$ мм, $R_{ш}=725$ мм, $h=6$ мм (2), $h=5$ мм (3), $h=4$ мм (4);
- 5 - $L=105$ мм, $R_{ш}=612,5$ мм, $h=4$ мм;

г) радіуса $R_{ш}$ ($Q=160$ кН):

- 1 - $h=4$ мм, $L=55$ мм, -
- 2-4 - $h=6$ мм (2), $h=5$ мм (3), $h=4$ мм (4), $L=105$ мм

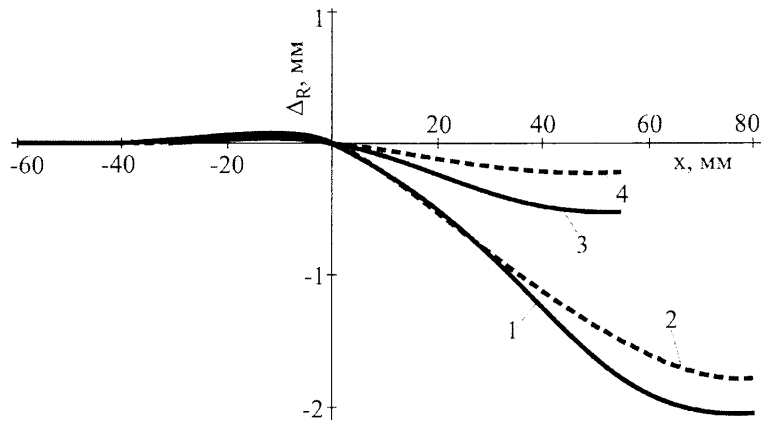


Рис. 3.4. Залежності прогину ділянки гальмівної стрічки над ($x < 0$) і між ($x > 0$) фрикційними накладками за $Q = 160$ кН ($\Delta_R = \sqrt{x^2 + y^2} - R$, де x і y – координати точок серединної лінії стрічки в системі координат $x_A O y_A$, див. рис. 2.2 а):

- | | |
|--|--|
| 1 – $L = 80$ мм, $R_{ш} = 500$ мм, $h = 4$ мм; | 3 – $L = 55$ мм, $R_{ш} = 500$ мм, $h = 4$ мм; |
| 2 – $L = 80$ мм, $R_{ш} = 612$ мм, $h = 4$ мм; | 4 – $L = 55$ мм, $R_{ш} = 725$ мм, $h = 5$ мм |

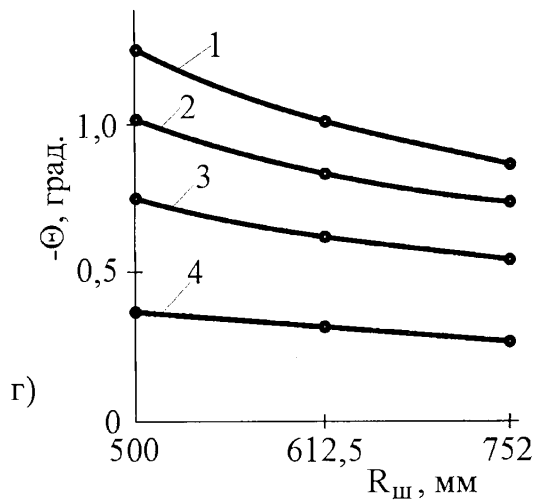
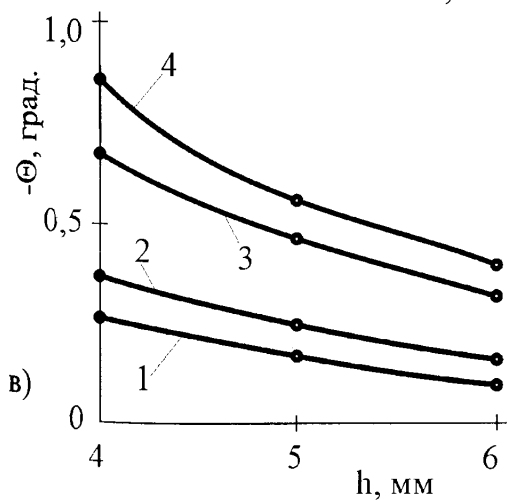
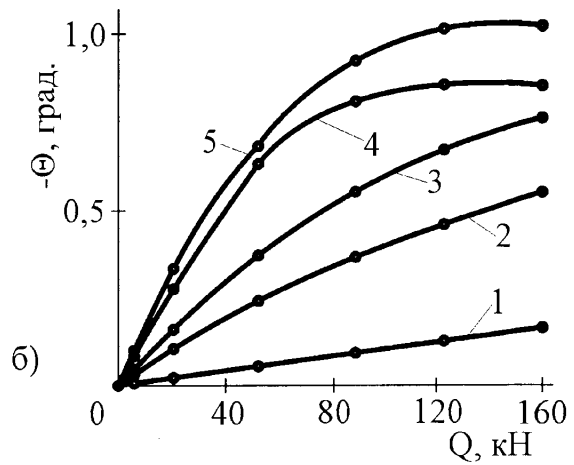
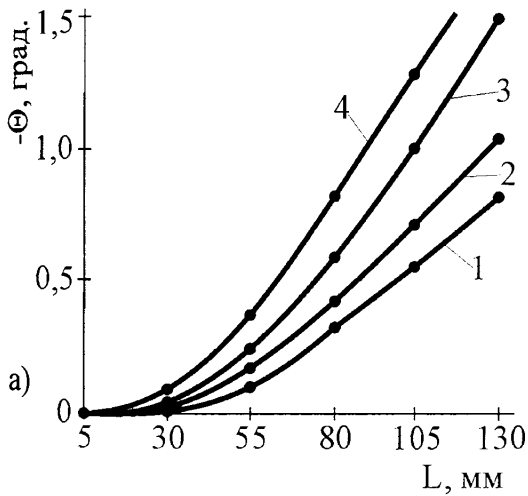


Рис. 3.5. Залежності кута θ_B від сили натягу гальмівної стрічки та конструктивних параметрів фрикційної пари (позначення див. рис. 3.3)

для кривої 1 $y = 529,922 + 5,629 \cdot 10^{-3} \cdot x - 7,959 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 + 5,848 \cdot 10^{-6} \cdot x^3$;

для кривої 2 $y = 642,282 + 4,604 \cdot 10^{-3} \cdot x - 6,744 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 + 4,799 \cdot 10^{-6} \cdot x^3$;

для кривої 3 $y = 531,434 + 2,047 \cdot 10^{-3} \cdot x - 4,607 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 + 4,657 \cdot 10^{-6} \cdot x^3$;

для кривої 4 $y = 757,276 + 7,672 \cdot 10^{-4} \cdot x - 4,737 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 + 1,799 \cdot 10^{-6} \cdot x^3$.

Середні квадратичні відхилення для них (при двадцяти розрахункових точках) відповідно становлять в мм: 1 – 0,0317, 2 – 0,0258, 3 – 0,00766, 4 – 0,00285.

На завершення огляду закономірностей деформації стрічки розглянемо ще один її параметр – кут θ_B повороту перерізу B стрічки (див. рис. 2.2 б). Порівняння залежностей, показаних на рис. 3.3 і 3.5 свідчить про подібність впливу параметрів конструкції L , $R_{ш}$ та h і натягу Q стрічки на зміну кута θ_B і прогину Δ_y .

Зупинимось на розгляді зв'язку сил, що діють на ділянку гальмівної стрічки, з параметрами конструкції та силою її натягу. Як відомо, джерелом сили, з якою стрічка притискає накладку до гальмівного шківів, є натяг стрічки Q . Ця сила рівна $Q \cdot \sin \varphi$ [48]. У підрозділі 3.1.1 показано, що вона під час взаємодії стрічки з накладкою поділяється на дві складові. Перша – рівномірно розподілена сила, що передається накладці на ділянці CK (див. рис. 2.2 а) у вигляді сили P_K . Результати розрахунку досліджуваної моделі стрічки показують, що сила її натягу S_K на ділянці контакту з накладкою рівна силі натягу Q з похибкою, що для переважної більшості комбінацій значень досліджуваних параметрів менша 0,5 %. Очевидно, вона, передовсім, є похибкою обчислень тригонометричних функцій, широко використовуваних у розрахункових залежностях.

З огляду на те, що $S_K = Q$, формула (2.3) перетвориться на

$$P_K = Q \cdot \sin \alpha_K. \quad (3.1)$$

Друга складова сили $Q \cdot \sin \varphi$ – зосереджена сила в точці B – рівна, як показано в розділі 2.2, $R_B \cdot \cos \alpha$. Результати обчислень (див. табл. 3.1) свідчать, що

$$P_K + R_B \cdot \cos \alpha = Q \cdot \sin \varphi. \quad (3.2)$$

Така закономірність спостерігається для всіх комбінацій досліджуваних нами параметрів фрикційних вузлів гальм.

Нагадаємо, що сила P_K є проекцією на вісь Oy_K (див. рис. 2.2 а) результуючої рівномірно розподіленої сили, що діє в середній частині накладки на ділянці контакту CK з інтенсивністю Q/R_u . На відміну від неї, реакція R_B (її проекція на вісь Oy_K рівна $R_B \cdot \cos\alpha$) є зосередженою силою, що діє на стрічку з боку накладки в точці B (на краю накладки). Тому кількісне порівняння цих сил може служити характеристикою нерівномірності розподілу контактних сил між цими спряженими деталями. Однак з урахуванням залежності (3.2), в цьому випадку доцільніше скористатись відношенням $\frac{R_B \cdot \cos\alpha}{Q \cdot \sin\varphi}$. Назвемо його коефіцієнтом нерівномірності розподілу контактних сил і позначимо як $K_{P.C.}$. Отже,

$$K_{P.C.} = \frac{R_B \cdot \cos\alpha}{Q \cdot \sin\varphi}. \quad (3.3)$$

Коефіцієнт $K_{P.C.}$ вказує на те, яка частка загальної сили, що притискає фрикційну накладку до гальмівного шківів, зосереджена на краю накладки.

Покажемо, що між параметрами гальма і $K_{P.C.}$ існує певний зв'язок. Для цього перетворимо формулу (3.3) з урахуванням залежностей (3.1), (3.2) і (2.13)

$$K_{P.C.} = \frac{Q \cdot \sin\varphi - Q \cdot \sin\alpha_K}{Q \cdot \sin\varphi} = 1 - \frac{\sin\alpha_K}{\sin\varphi} = 1 - \frac{W - 2W_x}{2R_u \cdot \sin\varphi}. \quad (3.4)$$

Формула (3.4) вказує, зокрема, на зв'язок між $K_{P.C.}$ і W_x . Наявність такого зв'язку ілюструє також рис. 3.6, де точками показані значення $K_{P.C.}$, розраховані за формулою (3.3) для різних значень h , R_u і L при $Q=160$ кН. Крім того, з формули (3.4) випливає, що нерівномірність розподілу контактних сил зростає зі збільшенням W_x і зменшенням W .

Розглянемо вплив параметрів конструкції фрикційного вузла та натягу гальмівної стрічки на згинальні моменти в перерізах A і B стрічки (моменти позначено через M_A і M_B відповідно). Як видно з рис. 3.7, домінуючий вплив на згинальні моменти мають параметр L (рис. 3.7 а) і сила натягу стрічки (рис. 3.7 б). Зі збільшенням значень L і Q моменти M_A і M_B теж збільшуються. Причому, залежність M_A і M_B від Q близька до лінійної на всьому діапазоні зміни Q ; залежність M_A і M_B від L близька до лінійної тільки в діапазоні зміни L понад 55

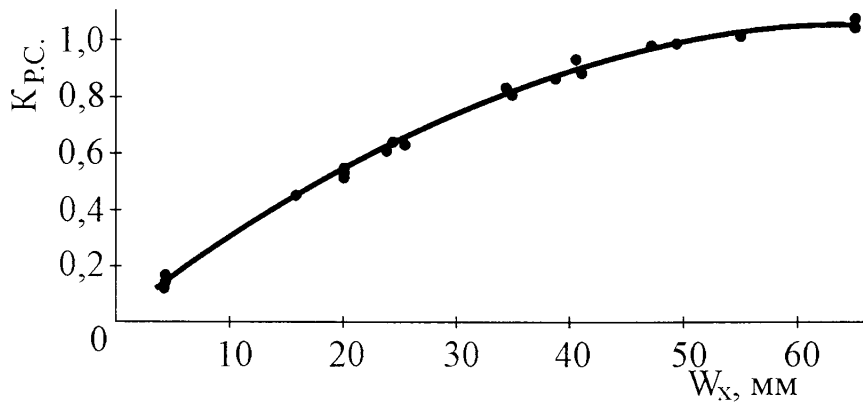


Рис. 3.6. Залежність коефіцієнта $K_{P,C}$ для контакту поверхонь „стрічка – фрикційна накладка” від W_x

до 130 мм. Збільшення величини h теж призводить до збільшення згинальних моментів (рис. 3.7, в) Інтенсивність впливу зміни L зростає зі збільшенням L . Вплив зміни радіуса гальмівного шківка на згинальні моменти має протилежний характер. Так, зі збільшенням $R_{ш}$ згинальні моменти в перерізах А і В гальмівної стрічки зменшуються. Цей вплив інтенсивніший за більших товщин стрічки та відстаней між фрикційними накладками (рис. 3.7 г). Залежності M_A і M_B від $R_{ш}$ практично лінійні для всіх розглянутих комбінацій досліджуваних параметрів.

З аналізу епюр згинальних моментів для досліджуваної ділянки гальмівної стрічки (рис. 3.8) випливають такі узагальнення:

- згинальні моменти в стрічці змінюють знаки як на ділянці між накладками, так і над накладкою;
- на ділянці стрічки, що прилягає до фрикційної накладки (ділянка КС на рис. 2.1 б) згинальний момент дорівнює нулеві;
- згинальні моменти в перерізах А, В і К стрічки за модулем співвідносяться як $M_B > M_A \gg M_K$ (за умови незмінних величин Q , L , h і $R_{ш}$);
- в перерізах А В і К згинальні моменти за модулем збільшуються зі збільшенням величин h і L та зі зменшенням $R_{ш}$.

Вище розглянуто вплив окремих конструктивних параметрів фрикційного вузла і сили натягу стрічки на її НДС і розподіл сил у її контакті з фрикційною накладкою. Сукупний вплив цих чинників найповніше можна відобразити за допомогою математичних моделей

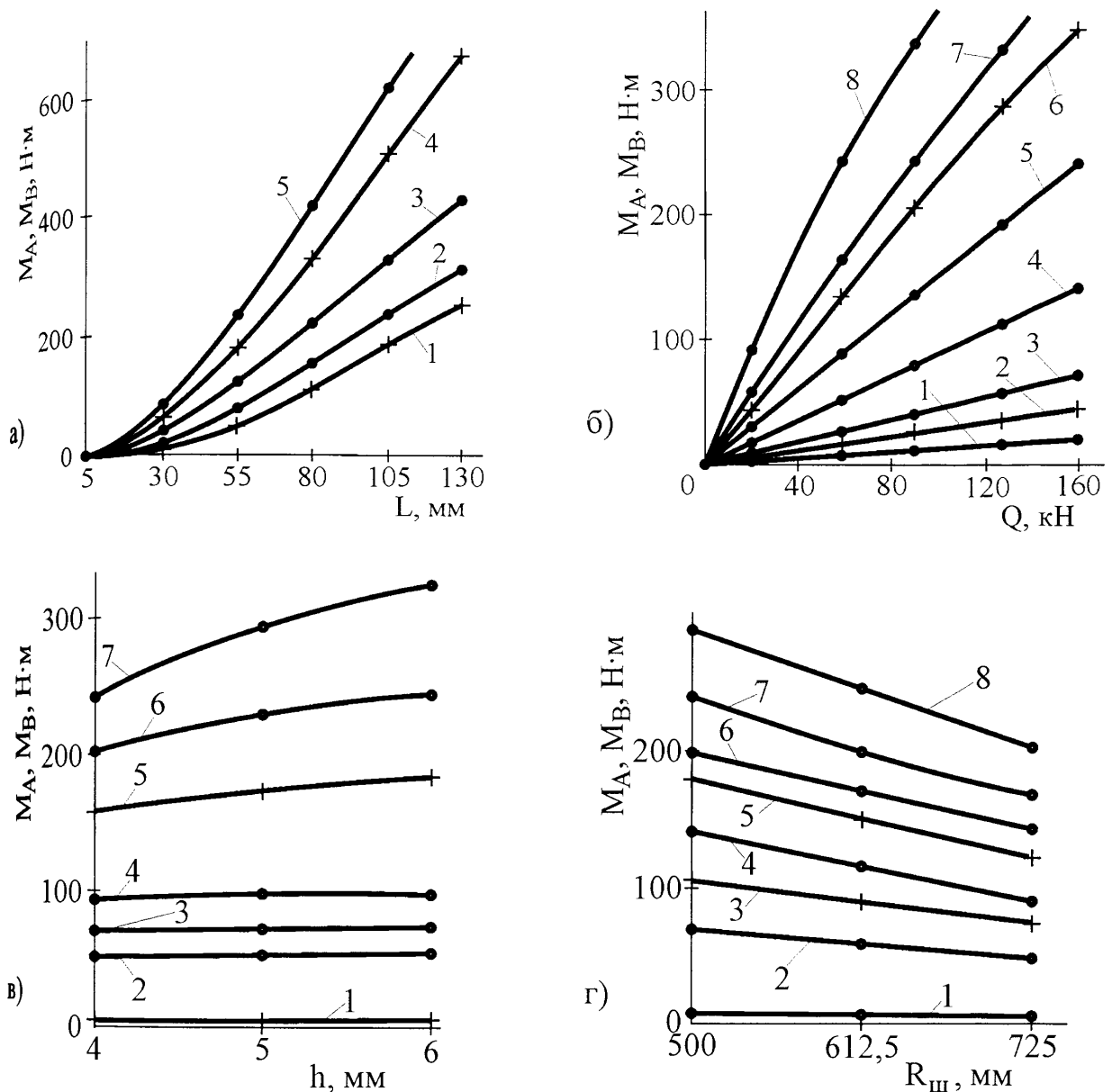


Рис. 3.7 а, б, в, г. Залежності згинальних моментів $M_A(+)$ і $M_B(0)$ в гальмівній стрічці від її натягу та конструктивних параметрів фрикційного вузла залежно від:

а) довжини L стрічки :

1,2 - $h=6$ мм, $R_{ш}=612,5$ мм, $Q=55$ кН;

3 - $h=4$ мм, $R_{ш}=725$ мм, $Q=160$ кН;

4,5 - $h=5$ мм, $R_{ш}=500$ мм, $Q=160$ кН;

в) товщини h стрічки:

1 - $L=5$ мм, $R_{ш}=612,5$ мм, $Q=160$ кН;

2, 3 - $L=30$ мм, $R_{ш}=500$ мм, $Q=160$ кН;

4 - $L=55$ мм, $R_{ш}=725$ мм, $Q=90$ кН;

5, 6 - $L=55$ мм, $R_{ш}=500$ мм, $Q=160$ кН;

7 - $L=105$ мм, $R_{ш}=725$ мм, $Q=90$ кН;

б) сили натягу стрічки:

1 - $L=20$ мм, $h=5,5$ мм, $R_{ш}=725$ мм;

2, 3 - $L=30$ мм, $h=6$ мм, $R_{ш}=500$ мм;

4 - $L=55$ мм, $h=4$ мм, $R_{ш}=725$ мм;

5 - $L=55$ мм, $h=6$ мм, $R_{ш}=500$ мм;

6, 7 - $L=80$ мм, $h=6$ мм, $R_{ш}=500$ мм;

8 - $L=105$ мм, $h=6$ мм, $R_{ш}=612,5$ мм;

г) радіуса гальмівного шківів:

1 - $L=5$ мм, $h=4$ мм, $Q=160$ кН;

2 - $L=30$ мм, $h=5$ мм, $Q=160$ кН;

3, 4 - $L=55$ мм, $h=6$ мм, $Q=90$ кН;

5, 7 - $L=55$ мм, $h=6$ мм, $Q=160$ кН;

6 - $L=55$ мм, $h=4$ мм, $Q=160$ кН;

8 - $L=105$ мм, $h=6$ мм, $Q=55$ кН

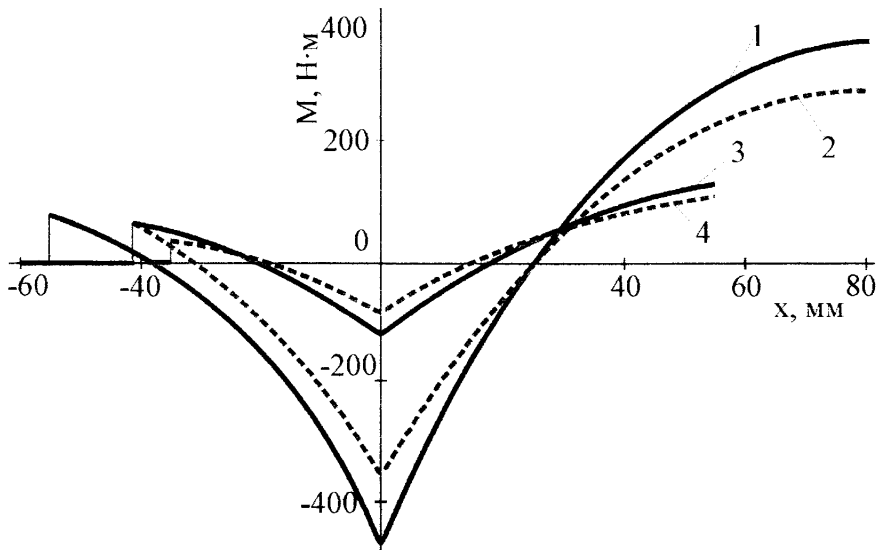


Рис. 3.8. Епюри згинальних моментів ділянки стрічки над ($x < 0$) і між ($x > 0$) фрикційними накладками за $Q=160$ кН:

1,2 – $L=80$ мм, $R_u=500$ мм;

1, 3 – $h=6$ мм;

3, 4 – $L=55$ мм, $R_u=725$ мм;

2, 4 – $h=4$ мм

3.1.3. Математичні моделі гальмівної стрічки. В додатку Е наведено коефіцієнти рівнянь регресії другого порядку виду

$$y = a_0 + a_1 X_1 + a_2 X_2 + a_3 X_3 + a_4 X_4 + a_5 X_1^2 + a_6 X_2^2 + a_7 X_3^2 + a_8 X_4^2 + a_9 X_1 \cdot X_2 + a_{10} X_1 \cdot X_3 + a_{11} X_1 \cdot X_4 + a_{12} X_2 \cdot X_3 + a_{13} X_2 \cdot X_4 + a_{14} X_3 \cdot X_4 \quad (3.5)$$

для математичних моделей ділянки AC (див. рис 2.2 а) гальмівної стрічки. Там же дано і характеристики якості моделей: середнє квадратичне відхилення $S_R = \sqrt{S_R^2}$, F -критерій за формулою (2.22) і його критичне значення $F_{кр}$ [88].

Результати розрахунку значень параметрів оптимізації, отриманих з використанням математичних y_m (3.5) і СЕ-моделей y_ϕ , на основі яких були створені математичні моделі, наведені в додатку Ж. З даних додатку Ж видно, що значення параметрів оптимізації за невеликим винятком не перевищують відповідні величини S_R , що свідчить про задовільну ступінь якості моделей. Умова (2.22) справджується для всіх запропонованих математичних моделей при 5% рівні значущості. Отже, всі моделі змістовні, тобто спроможні передбачувати параметри оптимізації. Нагадаємо (див. підрозділ 2.2), що кількісна статистична оцінка адекватності моделей неможлива через брак дисперсій відтворюваності.

Відмітимо, що через меншу залишкову дисперсію для математичних моделей з параметрами оптимізації W_x , $K_{P.C.}$, M_A , M_B , і M_K чинником X_2 в рівнянні регресії (3.5) є товщина h гальмівної стрічки; для решти моделей ним є циліндрична жорсткість D стрічки.

Вплив параметрів конструкції та сили натягу стрічки на параметри оптимізації за даними додатку Е оцінюємо на підставі таких співвідношень між коефіцієнтами a_i :

- ранжування чинників за інтенсивністю їхнього впливу на параметр оптимізації (в межах одного параметра або декількох однотипних) здійснюємо через порівняння модулів коефіцієнтів – чим більше $|a_i|$, тим вплив чинника чи парної взаємодії чинників інтенсивніший;

- якщо $a_i > 0$ (де $i=1, 2, 3, 4$), то збільшення значення X_i зумовлює збільшення параметра оптимізації і навпаки;

- якщо a_i (де $i=1, 2, 3, 4$) і a_j (де $j > 8$) при парних взаємодіях з $X_i \cdot X_k$ ($k=1, 2, 3, 4, k \neq i$) однакових знаків, то k -чинник підсилює дію i -чинника і навпаки;

- якщо $a_{i+4} \neq 0$ (де $i=1, 2, 3, 4$), то дія i -чинника на параметр оптимізації має нелінійний характер: при $a_{i+4} > 0$ поверхня відгуку в напрямку зміни i -чинника є увігнутою (див., наприклад, вплив чинника X_3 на $K_{P.C.}$ на рис. 3.9 б), а при $a_{i+4} < 0$ – випуклою (див. на тому ж рисунку вплив чинника X_1);

- однакові знаки відповідних коефіцієнтів a_i в математичних моделях для різних параметрів оптимізації є ознакою однотипного впливу на них досліджуваних чинників. Більше того, невелика різниця величин усіх відповідних коефіцієнтів a_i свідчить про невелику різницю відповідних величин порівнюваних параметрів оптимізації (порівняємо, наприклад, за даними додатку Е математичні моделі для M_A і M_B , або $\sigma_{екв.A}$ і $\sigma_{екв.B}$).

З аналізу математичних моделей для W_x , $K_{P.C.}$ і згинальних моментів (див. додаток Е і рис. 3.9, 3.10) випливає, що закономірності, виявлені вище в ході аналізу впливу окремих чинників для вибраних значень інших чинників (див. рис. 3.1-3.5, 3.7) притаманні всьому факторному простору досліджуваних параметрів.

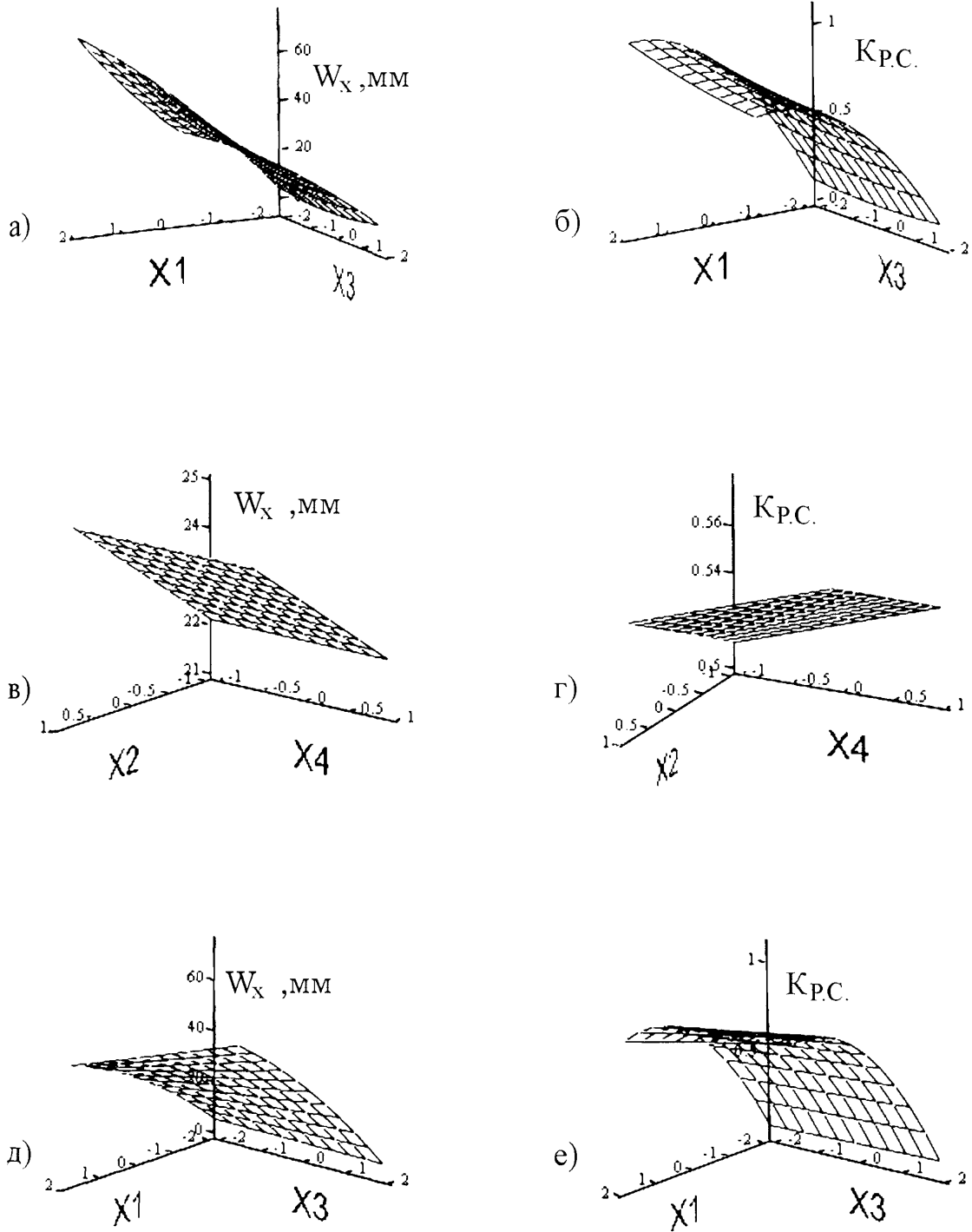


Рис. 3.9 а, б, в, г, д, е. Двофакторні поверхні відгуку для залежностей W_x (а, в, д) і $K_{p.c.}$ (б, г, е) від:

а, б – X_1 і X_3 для $X_2 = -1$, $X_4 = 0$;

в, г – X_2 і X_4 для $X_1 = -1$, $X_3 = 2$;

д, е – X_1 і X_2 для $X_3 = 2$, $X_4 = 0$

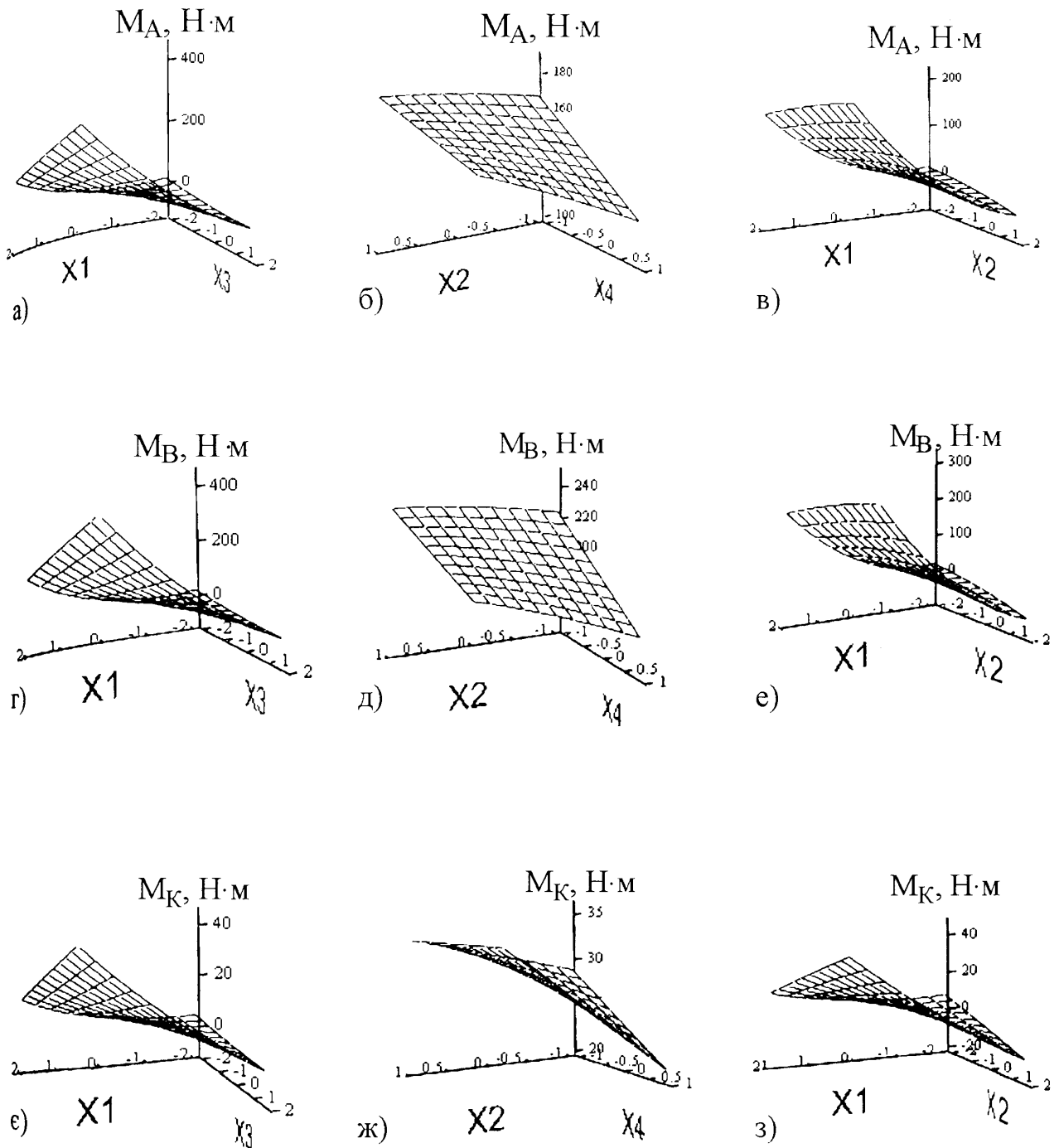


Рис. 3.10 а, б, в, г, д, е, е, ж, з. Двофакторні поверхні відгуку для залежності згинальних моментів M_A (а – в), M_B (г – е) і M_K (е – з):

- а, г, е – X_1 та X_3 для $X_2 = -1$ та $X_4 = -1$;
- б, д, ж – X_2 та X_4 для $X_1 = 0$ та $X_3 = 2$;
- в, е, з – X_1 та X_2 для $X_3 = -1$ та $X_4 = -1$

Порівняння математичних моделей для еквівалентних напружень $\sigma_{екв.А}$ і $\sigma_{екв.В}$ в перерізах A і B стрічки, розрахованих за формулою (2.18), а також даних рис. 3.11, дає змогу зробити такі узагальнення:

- напруження в перерізі B стрічки більші, ніж у перерізі A за умови рівності величин Q, L, h і $R_{ш}$;

- за інтенсивністю впливу (в порядку її зниження) чинники ранжуються так: L і Q (їх вплив найбільший і приблизно однаковий) – D – $R_{ш}$ ($a_1 \sim a_3 > |a_2| > |a_4|$);

- вплив параметрів конструкції гальма та сили Q на еквівалентні напруження подібний до їхнього впливу на згинальні моменти в перерізах A і B стрічки за винятком впливу циліндричної жорсткості стрічки – зі збільшенням D напруження зменшуються ($a_2 < 0$), тоді як зі збільшенням h згинальні моменти збільшуються ($a_2 > 0$);

- вплив параметрів L, D і Q на напруження в гальмівній стрічці нелінійний (a_5, a_6 , і $a_7 \neq 0, a_8 = 0$);

- вплив зміни L на напруження підсилюється збільшенням Q і послаблюється збільшенням D і $R_{ш}$ ($a_{10} > 0, a_9$ і $a_{11} < 0$).

Нагадаємо, що основними компонентами еквівалентних напружень стрічки є, згідно із залежністю (2.18), напруження згину $\sigma_{зг}$ та розтягу σ_p . Останні пов'язані безпосередньо із силою натягу стрічки (2.15), яка є джерелом створення сили притискання фрикційної накладки до гальмівного шківа та гальмівної сили. $\sigma_{зг}$ виникає внаслідок появи проміжку між накладками, величина якого характеризується параметром L . Цей параметр не впливає на утворення гальмівної сили. Тому можна вважати, що в еквівалентних напруженнях стрічки напруженнями σ_p є „корисними”, а $\sigma_{зг}$ – „баластними”, тобто такими, що знижують рівень ефективного використання матеріалу стрічки.

Для дослідження частки “баластних” напружень з метою їхньої мінімізації в складі еквівалентних розглянемо математичні моделі параметрів $V_A = \sigma_{зг.А} \cdot \sigma_{екв.А}$ і $V_B = \sigma_{зг.В} \cdot \sigma_{екв.В}$ для найбільш навантажених перерізів A і B гальмівної стрічки (додаток Е). Ці моделі, як і слід було сподіватися на підставі порівняння

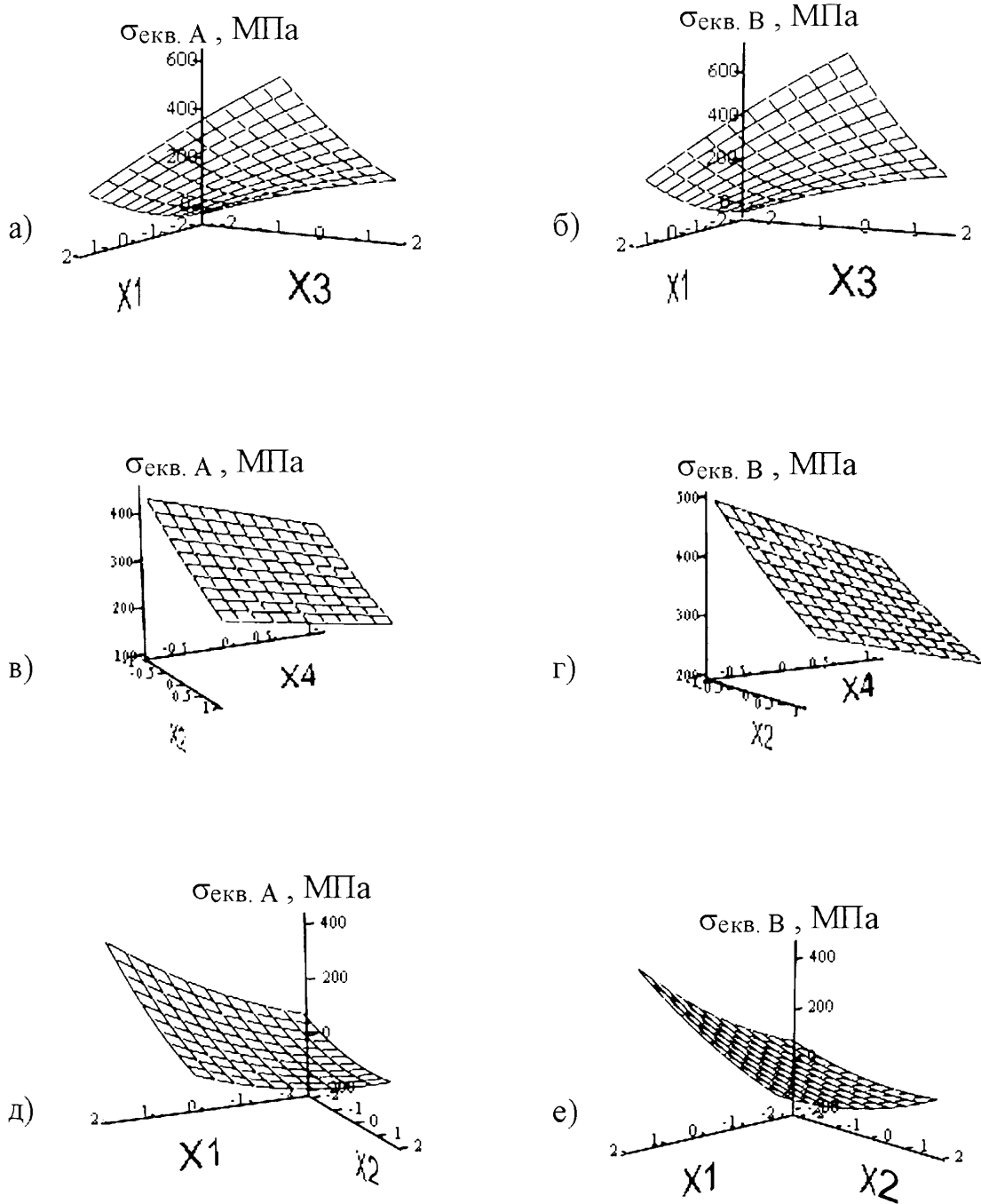


Рис. 3.11 а, б, в, г, д, е. Двофакторні поверхні відгуку для найбільших еквівалентних напружень $\sigma_{\text{екв. A}}$ (а, в, д) і $\sigma_{\text{екв. B}}$ (б, г, е) в перерізах А і В гальмівної стрічки (пояснення див. до рис. 3.10)

моделей для згинальних моментів і напружень у цих же перерізах, є однотипними – відповідні коефіцієнти a_i мають однакові знаки і є близькі за значеннями.

За впливом на параметри V_A і V_B чинники ранжуються в такій послідовності: $X_1(L)$ - $X_4(R_{in})$ - $X_2(D)$ - $X_3(Q)$. Це підтверджують також дані рис. 3.12. Двофакторні поверхні відгуку для залежностей V_A і V_B від X_1 та X_2 , а також від X_1 та X_3 , мають випукло-ввігнуту форму (рис. 3.12, в, г, ж, з), а для залежностей від X_2 та X_4 – форму еліптичного параболоїда з мінімумом у межах досліджуваного факторного простору (рис. 3.12, а, д). Дослідження рівняння регресії (3.15) для виявлення точок з найменшими значеннями V_A і V_B виконуємо шляхом його диференціювання по X_2 . Оскільки похідні для всіх членів многочлена справа в рівнянні (3.15), за винятком тих, які містять змінну X_2 , рівні нулеві, то в результаті диференціювання отримуємо

$$\frac{\partial y}{\partial X_2} = a_2 + 2a_6 \cdot X_2 + a_{13}X_4 = 0. \quad (3.16)$$

Перетворення виразу (3.16) відносно X_2 дає

$$X_2 = -\frac{a_2 + a_{13} \cdot X_4}{2 \cdot a_6}. \quad (3.17)$$

Залежність (3.17) є лінійною і різниться для параметрів оптимізації V_A і V_B (рис. 3.13 а) завдяки різним значенням коефіцієнтів у їхніх математичних моделях (див. додаток Е). При цьому раціональні значення X_2 тим більші, чим більшим є значення фактора X_4 . Крім того, рівняння (3.17) інваріантне відносно параметрів L і Q – не містить факторів X_1 та X_3 . Це ілюструють також перерізи поверхонь відгуку на рис. 3.14.

На завершення огляду математичних моделей підкреслимо, що вираз (3.17) і графіки на рис. 3.13 а пов'язують циліндричну жорсткість стрічки з радіусом гальмівного шківа на підставі умови найменшої частки „баластних” напружень в складі еквівалентних для найбільш навантажених перерізів гальмівної стрічки. Тобто вираз (3.17) і екстремуми на графіках рис. 3.14 можна вважати умовою раціонального вибору циліндричної жорсткості стрічки для конкретних значень R_{in} за критерієм ефективного використання матеріалу гальмівної стрічки.

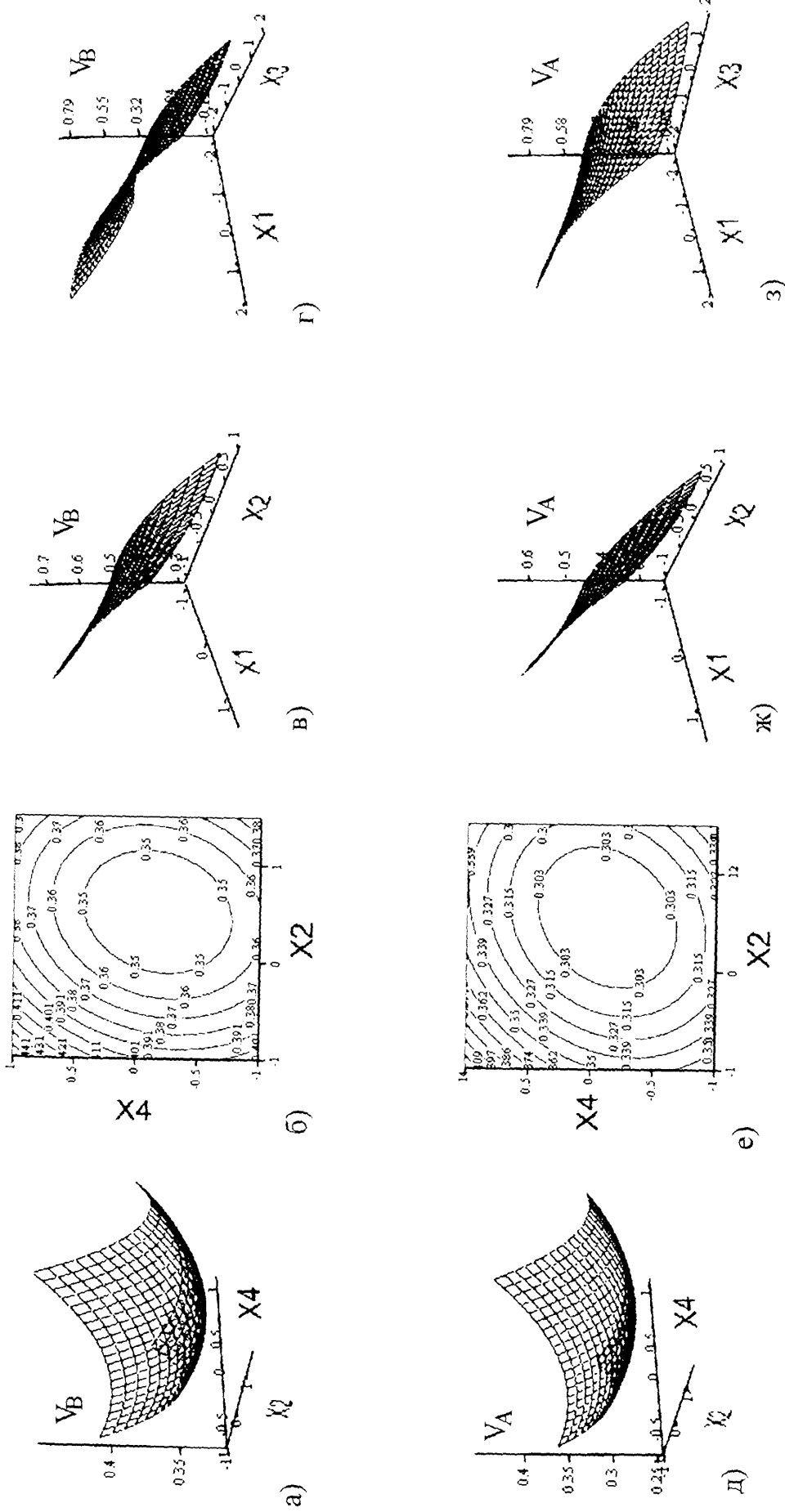


Рис. 3.12 а, б, в, г, д, е, ж, з. Двофакторні поверхні відгуку (а, в, г, д, ж, з) і двовимірні перерізи поверхонь відгуку (б, е) для залежностей V_B (а-г) і V_A (д-з) від чинників X_1 - X_4 (пояснення див. рис. 3.10)

Зазначимо, що викладені вище теоретичні дослідження НДС стрічки, виконано для її фіксованої ширини $s=220$ мм. Тому залежності щодо раціонального вибору жорсткості D стрічки можуть бути перетворені за допомогою формул (2.1) і (2.2) в залежності для вибору раціональної товщини h стрічки від $R_{ш}$ (рис. 3.13 б). З цього рисунка видно, що різниця в значеннях раціональних товщин h стрічки для її перерізів невелика. Вона складає в процентах: 0,86, 0,60 і 1,83 для $R_{ш}$ 500, 612,5 та 725 мм відповідно.

3.2. Напружено-деформований стан фрикційної накладки та зношування її робочої поверхні

3.2.1. Напружено-деформований стан накладки. НДС фрикційної накладки досліджували за методикою, описаною в підрозділі 2.3, для конструктивних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм, наведених у додатку Д [29, 85, 90, 93]. При цьому фрикційні вузли навантажувались за трьома варіантами зміни сили натягу Q_H і Q_3 ділянок гальмівної стрічки і коефіцієнта тертя в гальмівній парі. Крім навантаження змінювались також деякі конструктивні параметри фрикційного вузла (див. додаток Ж). Принагідно підкреслимо, що для спрощення записів у даному підрозділі позначення Q_H і Q_3 стосуються сил натягу відповідно набігаючої та збігаючої ділянок гальмівної стрічки біля однієї довільної накладки гальмівного вузла, а не збігаючої та набігаючої гілок стрічки, як це показано на рис. 2.1 а.

Графічне зображення розв'язку задачі визначення деформації СЕ-моделі фрикційної накладки показано на рис. 3.15 у вигляді кольорових ізоповерхонь з візуалізацією контуру накладки до і після деформації. З рисунка видно, що деформація накладок нерівномірна. Найбільше радіальне зміщення спостерігається для точки B_H (-21,8 мкм – варіант 1 і -7,4 мкм – варіант 2), а найбільше тангенціальне – біля точки C (26,6 мкм – варіант 1 і 6,2 мкм – варіант 2). Тангенціальне зміщення точки E накладки склало 21,3 і 5,3 мкм для варіантів навантаження 1 і 2 відповідно.

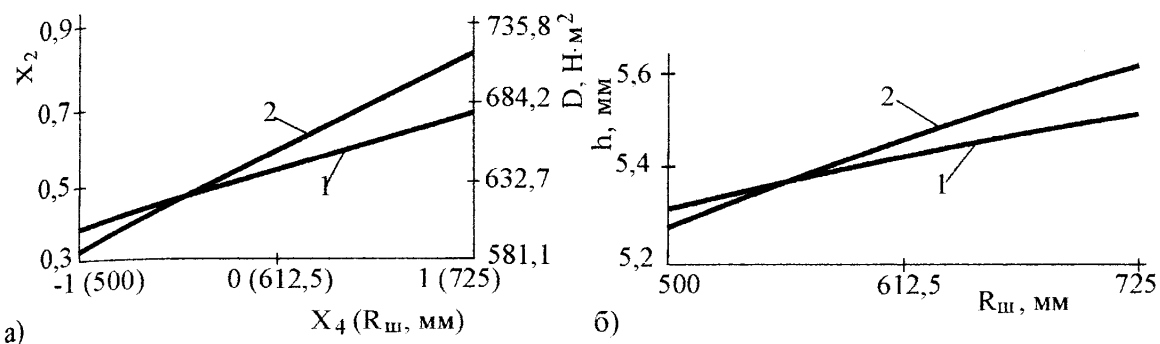


Рис. 3.13 а, б. Залежності раціональних значень чинника X'_2 (жорсткості D) (а) та товщини h (б) гальмівної стрічки від чинника X_4 (радіуса $R_{ш}$) для перерізів стрічки А (1) і В (2)

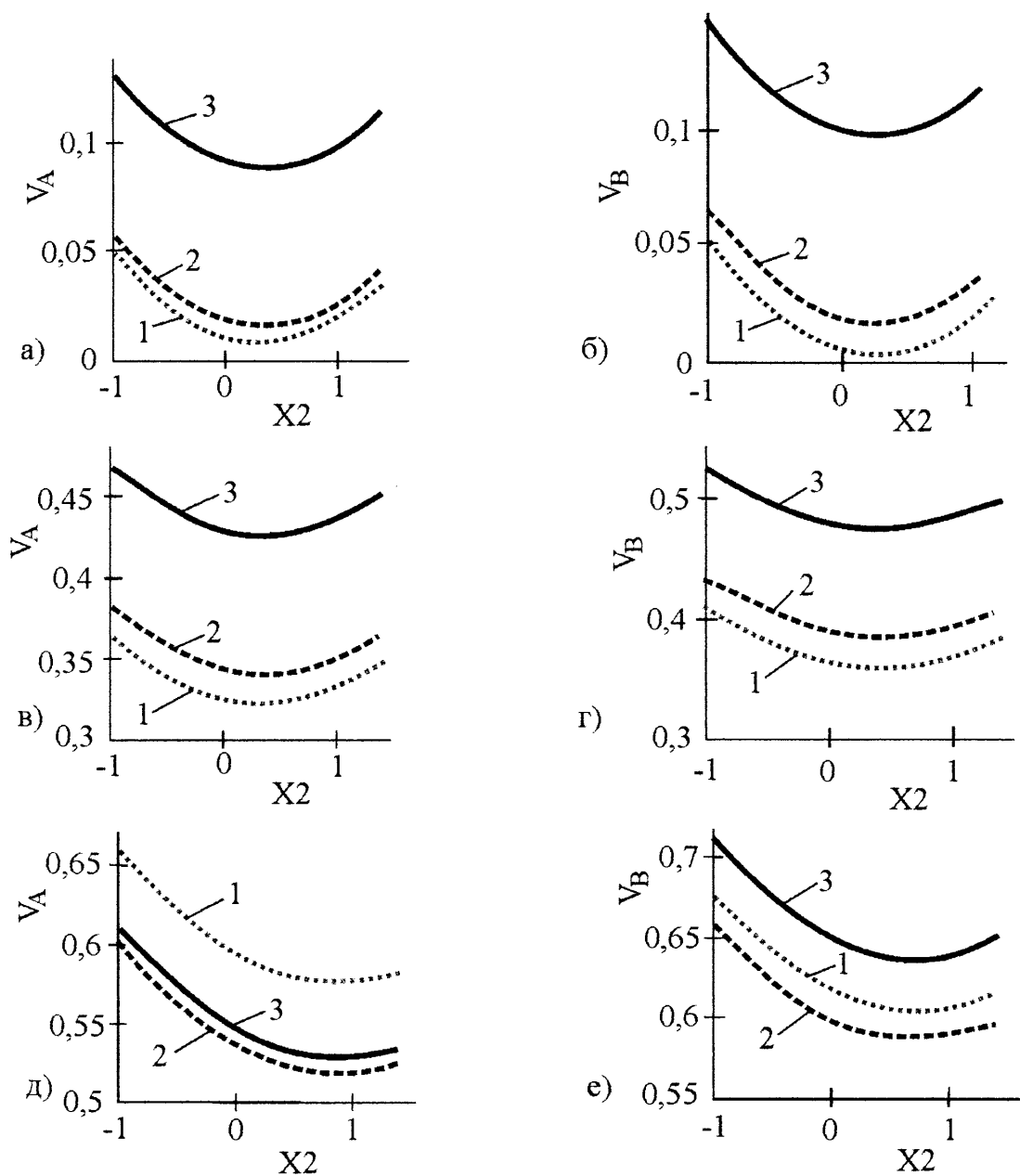


Рис. 3.14 а, б, в, г, д, е. Залежності V_A (а, в, д) та V_B (б, г, е) X_2 при фіксованих значеннях: а, б – $X_I=-2$, $X_4=-1$; в, г – $X_I=-1$, $X_4=-1$; д, е – $X_I=0$, $X_4=1$; 1 – $X_3=2$; 2 – $X_3=0$; 3 – $X_3=-2$

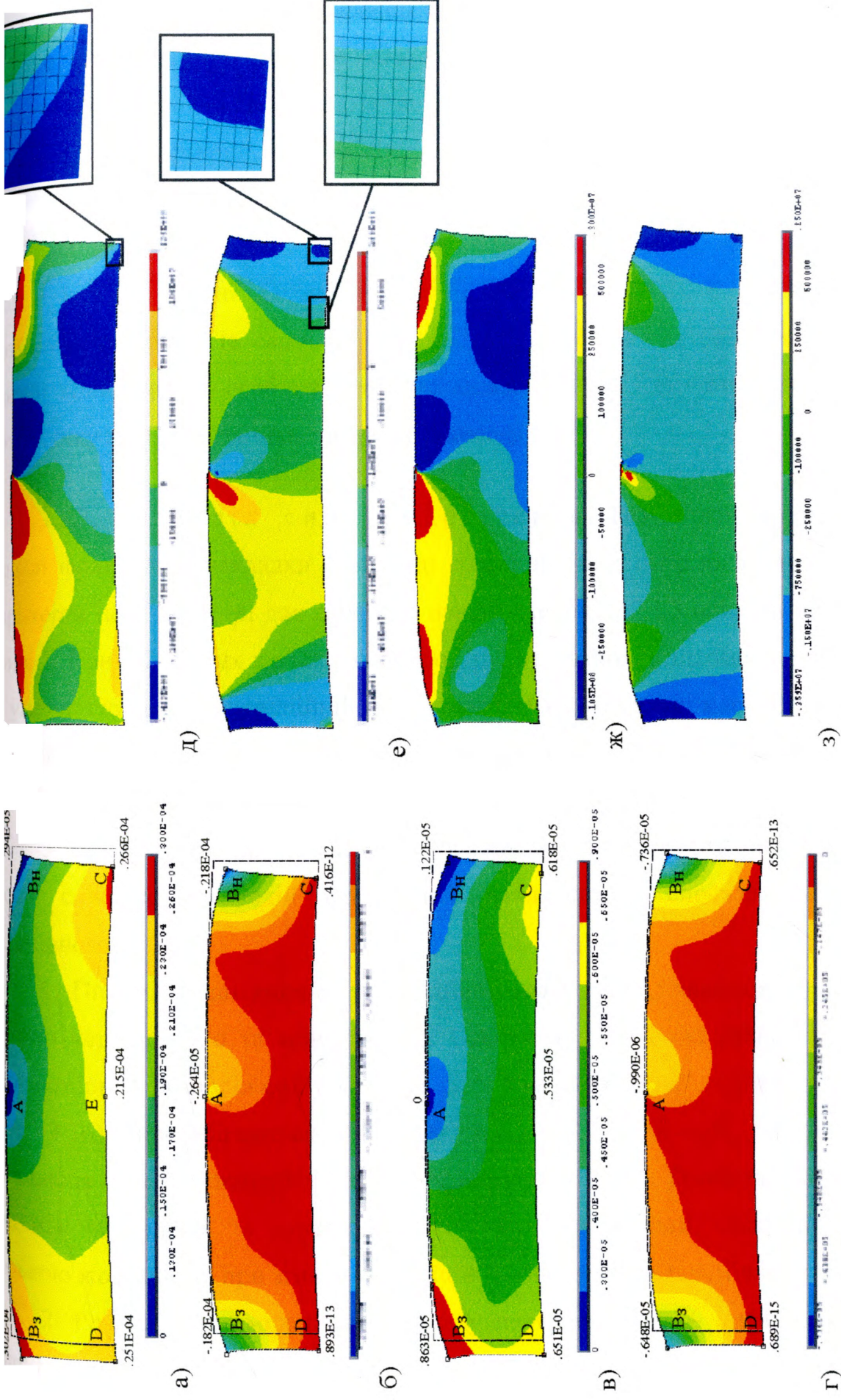


Рис. 3.15 а, б, в, г, д, е, ж, з. Діаграми деформацій (а-г) і напружень (д-з) у фрикційній накладці: в напрямку тангенціальному (а, в, д, ж) і радіальному (б, г, е, з) для варіантів навантаження 1(а, б, д, е) і 2 (в, г, ж, з)

Розподіл напружень у накладці теж нерівномірний (рис. 3.15). Порівняння діаграм з різними варіантами навантажень вказує на те, що зі збільшенням навантаження і коефіцієнта тертя не тільки збільшуються абсолютні значення напружень і деформацій, а також відбувається їхня зміна по довжині накладки.

Зі збільшених зображень окремих ділянок моделі накладки (рис. 3.15) з найбільшими значеннями та градієнтами напружень видно, що на межах елементів моделі ізолінії плавні. Окремі зміщення не перевищують 4-6% від лінійного розміру елементів. Це свідчить про те, що розміри і тип скінчених елементів моделі відповідають особливостям поставленої задачі і що точність результатів розрахунку з використанням цієї моделі висока [6, 52].

3.2.2. Розподіл сил у парі тертя. Результати розрахунку SE-моделі фрикційної накладки у вигляді графіків зміни питомого навантаження в парі тертя по її довжині для варіантів навантаження 1, 2 і 3 показані на рис. 3.16, криві 1. Криві 2 на цих же рисунках ілюструють розподіл питомого навантаження за умови, що тертя у фрикційній парі немає ($f=0$), а радіальні навантаження з боку гальмівної стрічки залишаються такими ж; прямі 3 і 4 – графіки лінійних регресій залежностей 1 і 2 відповідно.

З даних, наведених на рис. 3.16 і в табл. 3.2, випливають такі узагальнення щодо силових взаємодій фрикційної накладки зі спряженими деталями гальмівного вузла:

1. Питомі навантаження у фрикційній парі розподіляються по її довжині істотно нерівномірно та асиметрично. Основною причиною такого розподілу є нерівномірний розподіл сил у контакті „стрічка – накладка” – „піки” на кривих 2 (рис. 3.16) спостерігаються на краях накладок, тобто там, де зосереджена найбільша сила її взаємодії зі стрічкою (див. пункт 3.1.1). Такий зв'язок розподілу сил між накладкою та спряженими деталями зумовлений, очевидно, відносно низькою жорсткістю при згинанні фрикційної накладки та гальмівної стрічки.

2. Розподіл питомих навантажень у парі „накладка – шків” залежить від радіуса шківа – зі зменшенням $R_{ш}$ нерівномірність розподілу збільшується

(порівнюємо величини $K_{p.u}$ для варіантів 1 і 3 при $f=0$, табл. 3.2). Принагідно зауважимо, що впливу на розподіл сил у парі „стрічка – накладка” (див. підрозділ 3.1) не виявлено. Як видно з порівняння величин $K_{p.u}$ для варіантів 1 і 2 при $f=0$, вплив навантаження накладки на розподіл питомих навантажень у фрикційній парі неістотний.

3. Сила тертя підсилює асиметричність розподілу питомого навантаження в парах тертя – збільшує його на набігаючих ділянках і зменшує на збігаючих, – що видно з порівнянь кривих 1 і 2 на рис. 3.16. Ступінь нерівномірності розподілу зростає в 1,95, 1,81 і 2,12 раза для варіантів 1, 2 і 3 відповідно. Вказані цифри свідчать, що нерівномірність розподілу сил у парі тертя зростає зі збільшенням сили тертя і, особливо, зі зменшенням радіуса гальмівного шківів. Така залежність якісно узгоджується з відомими уявленнями про розподіл питомих навантажень у фрикційних вузлах колодкових гальм [11]: зі збільшенням сили тертя і кута охоплення колодкою гальмівного барабана питомі навантаження на набігаючих ділянках фрикційних колодок збільшуються, а на збігаючих зменшуються. Вказана аналогія дає підстави вважати, що причиною зазначеної вище зміни

Таблиця 3.2

Характеристики силових взаємодій фрикційної накладки зі спряженими деталями

Варіант навантаж	f	Питомі навантаження, МПа:			$K_{p.u}$	$\frac{b_p}{\text{МПа}}$ мм	$r_{p.L}$	$N_{ш}$	F,
		p_{max}	p_{min}	$p_{сер}$					
1	0	3,199	0,647	1,3059	1,954	0,00165	0,070	36,100	0
	0,35	5,123	0,142	1,3065	3,812	0,01170	0,377	36,100	12,635
2	0	1,099	0,288	0,455	1,932	0,000952	0,051	12,601	0
	0,25	1,679	0,088	0,456	3,489	0,002935	0,325	12,607	3,152
3	0	5,623	0,805	1,848	2,607	0,00362	0,087	51,036	0
	0,35	10,308	0,149	1,864	5,539	0,01913	0,354	50,738	17,758

Примітка: p_{max} , p_{min} і $p_{сер}$ – питомі навантаження в парі „накладка – гальмівний шків”: найбільше, найменше і середнє.

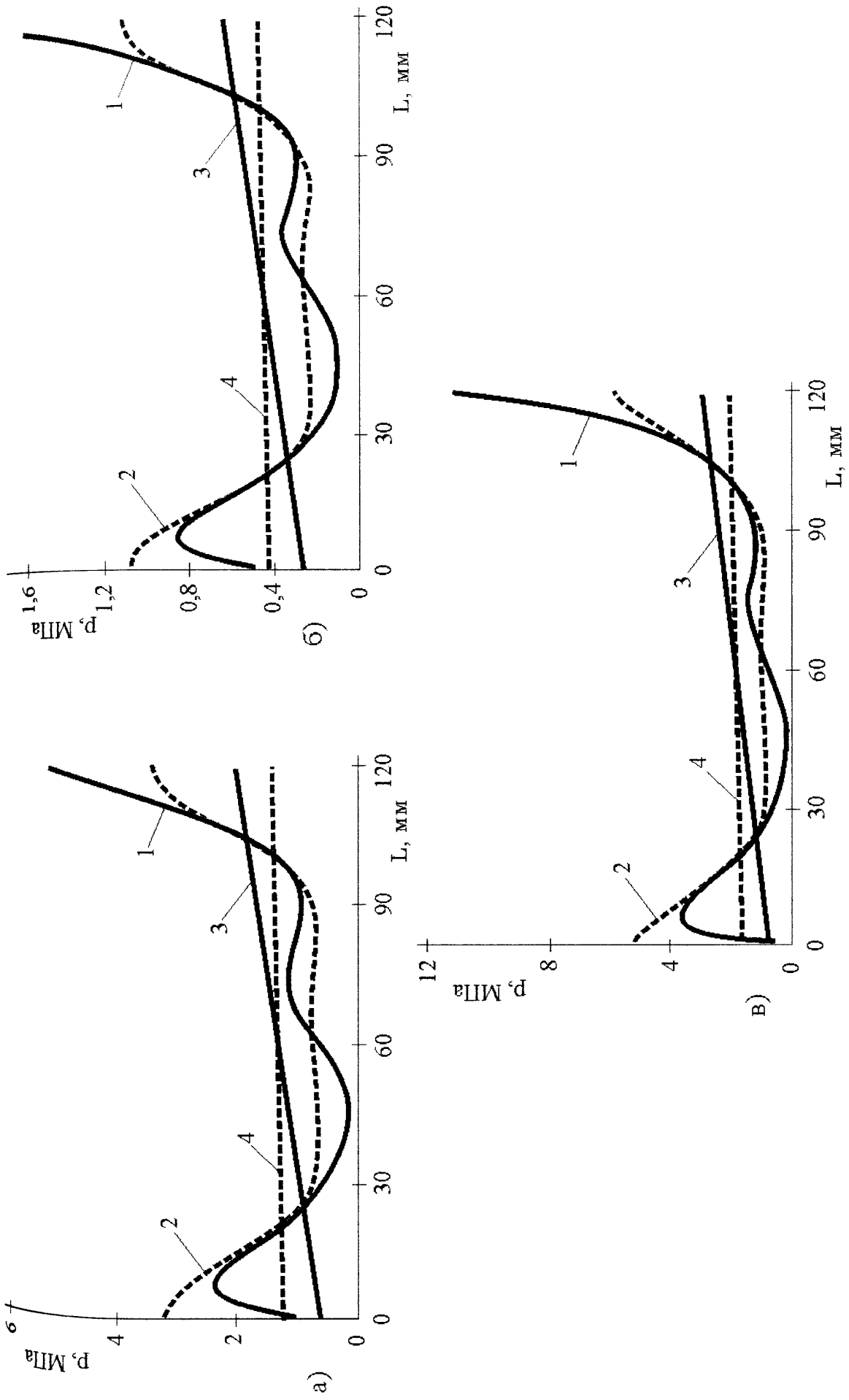


Рис. 3.16 а, б, в. Розподіл питомих навантажень у парі „накладка – шків” при варіантах навантаження 1 (а), 2 (б) і 3 (в)

розподілу питомого навантаження є консольне кріплення накладок до стрічки, у якому гнучка стрічка створює свого роду шарнірне з'єднання між накладками.

4. Сумарна радіальна сила $N_{ш}$ взаємодії накладки з гальмівним шківом, як і середнє питомиє навантаження пари тертя (див. табл. 3.2), практично не залежить від коефіцієнта тертя для однакових умов навантаження. Крім того, в межах похибки 0,4 % $N_{ш}$ практично рівна сумарній радіальній силі N_C , з якою стрічка діє на накладку. Невелика різниця (близько 0,6 %) спостерігається для варіанта 3 ($N_{ш}$ дорівнює 51,036 і 50,738 кН при $f=0$ і $f=0,35$ відповідно). Внаслідок значно більшого питомого навантаження на набігаючій ділянці накладки векторна сума сил тертя у фрикційній парі має компоненту, направлену від шківа до накладки. Чим більший кут охоплення накладкою шківа, тим ця компонента більша. Вона зумовлює зменшення $N_{ш}$ порівняно з N_C . Для більших $R_{ш}$ за однакової величини W кут α охоплення накладкою шківа зменшується, тому зменшується і компонента сумарної сили тертя, яка зменшує $N_{ш}$ порівняно з N_C . Тому для більших $R_{ш}$ $N_{ш}$ практично дорівнює N_C .

3.2.3. Закономірності розподілу сил при зношуванні пари тертя. Перейдемо до опису й аналізу результатів дослідження динамічної СЕ-моделі фрикційної накладки. Графіки, що ілюструють характер зміни розподілу питомого навантаження p і лінійного зносу ζ накладки по її довжині залежно від відносної тривалості t роботи пари тертя в умовах навантаження за варіантами 1 і 2 показані на рис. 3.17 і 3.18. Параметри силової взаємодії фрикційної накладки зі спряженими деталями фрикційного вузла в ході поетапної зміни відносної тривалості роботи пари тертя зведені в додатку И, (табл. И.1 і И.2)

Як видно з графіків на рис. 3.17 а та 3.18 а і даних табл. И.1 та И.2, в процесі зношування фрикційної накладки спостерігається зменшення нерівномірності розподілу питомого навантаження. Коефіцієнт $K_{p,ш}$ для варіанта навантаження 1 зменшується від 3,812 для етапу 1 до 1,085 для етапу 16, а для варіанта навантаження 2 – відповідно від 3,489 до 0,769. При цьому середнє питомиє навантаження в парі тертя, а також сумарні сили (радіальна $N_{ш}$ і тертя F) взаємодії

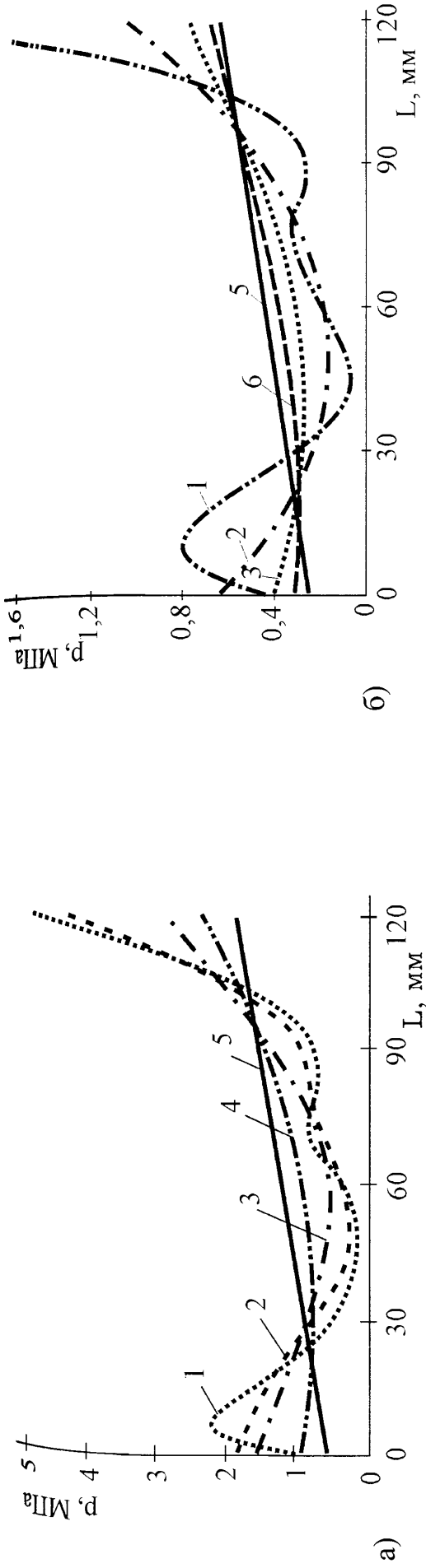


Рис. 3.17 а, б. Розподіл питомого навантаження ρ в контакті між шківом і накладкою по її довжині L_H в діапазоні відносної тривалості t роботи фрикційної пари (варіант навантаження 1 (а) і варіант навантаження 2 (б)):
 1 - $t=0-2$; 2 - $t=17-23$; 3 - $t=47-57$; 4 - $t=97-111$; 5 - $t=130-155$, 6 - $t=96-110$

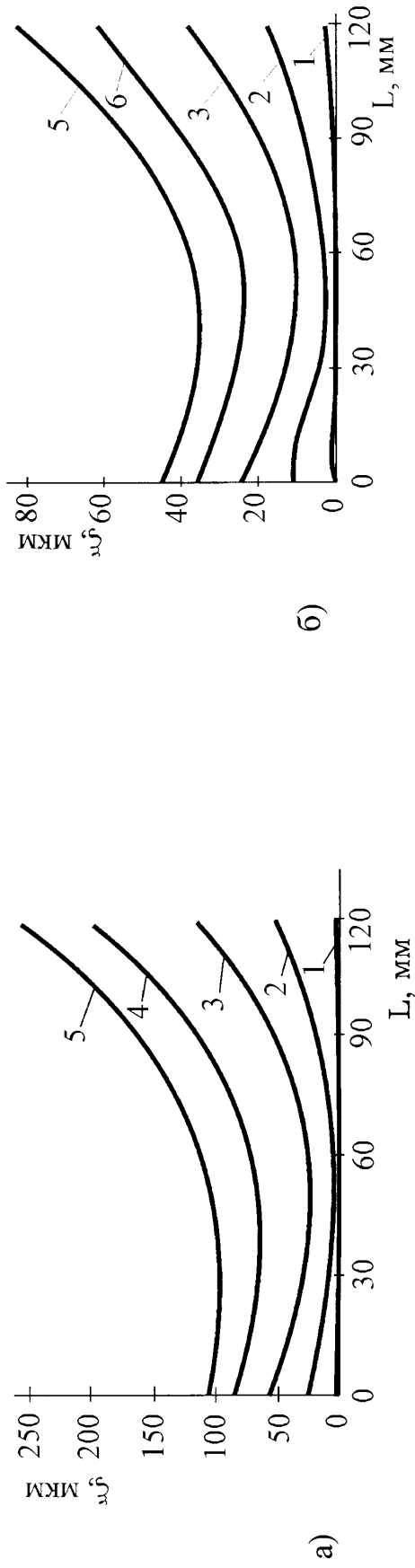


Рис. 3.18 а, б. Залежності зміни лінійного зносу ζ накладки по її довжині L_H від відносної тривалості t роботи фрикційної пари (варіант навантаження 1 (а) і варіант навантаження 2 (б)):
 1 - $t=2$; 2 - $t=23$; 3 - $t=57$; 4 - $t=111$; 5 - $t=155$; 6 - $t=110$

накладки зі шківом та реакція R_A , не залежить від тривалості роботи гальмівної пари.

Згідно з даними табл. И.1 та И.2, параметри рівняння лінійної регресії (2.26), що використовується для опису розподілу питомого навантаження по довжині накладки, не змінюються зі збільшенням тривалості роботи пари тертя. Така стабільність силової взаємодії фрикційної пари може бути пояснена стабільністю джерела цієї взаємодії – сили, що діють на накладку з боку гальмівної стрічки, під час дослідження не змінювались. Більше того, спостерігається наближення кривих розподілу зі збільшенням тривалості зношування до прямої, що описується рівнянням лінійної регресії. Це яскраво ілюструють рис. 3.17 а та 3.18 а. Про це свідчить також зміна коефіцієнтів кореляції $r_{p,L}$ між p та L_H і нерівномірності розподілу $K_{p,ш}$ (табл. И.1 та И.2). Так, величини цих коефіцієнтів за другу половину періоду тривалості роботи пари тертя, що досліджувалась, змінюються в межах 2,3-8,7 %. У той же час їхня зміна за весь період дослідження кількарарова.

Порівняння зміни величини p_n і p_z на краях накладки та на центральних її ділянках на перших і останніх етапах проведення модельного експерименту дає підстави вважати, що після досягнення лінійного розподілу p по довжині накладки він зберігатиметься і в процесі подальшої роботи фрикційної пари. На це вказують також дані про те, що на останніх етапах дослідження моделі величини $r_{p,L}$ і $K_{p,ш}$ змінюються незначно, а середнє питома навантаження є постійним протягом усього періоду дослідження.

У зв'язку з цим період роботи пари тертя від початку до моменту досягнення практично лінійного розподілу питомого навантаження по довжині накладки можна назвати періодом початкового зношування, або періодом припрацювання, пари тертя.

Наступним є період нормальної її роботи. Критерієм для встановлення межі між названими періодами може служити коефіцієнт кореляції $r_{p,L}$. Оскільки перехід від першого до другого періоду плавний, то умовно можна прийняти величину такого критерію рівною 0,90. Така величина коефіцієнта кореляції,

завичай, достатня для прийняття гіпотези про адекватність рівняння лінійної регресії [88].

На завершення аналізу даних по дослідженню впливу зношування накладки через її взаємодію зі спряженими деталями зазначимо, що для всього періоду дослідження та всіх варіантів навантаження (табл. 3.3) справджується залежність

$$F \cdot R_{ш} = R_A \cdot R_H = \Delta Q \cdot R. \quad (3.18)$$

Так, для варіанта навантаження 2 величини моментів знаходяться в межах розрахункових похибок. Для варіантів навантаження 1 і 3 розбіжність згаданих моментів складає 0,25% і 0,16% відповідно, що неістотно.

Таблиця 3.3

Порівняння моментів сил, що діють на накладку, відносно осі гальмівного шківа

Варіант навантаження	Поверхня дії сили	Параметри силової взаємодії:		
		сила, кН	радіус дії сили, м	момент сили, кН·м
1	А*	12,633±0,001	0,725	9,159±0,0007
	Б*	12,134±0,004	0,755	9,161±0,003
	В*	12,122	0,7575	9,182
2	А	3,143±0,004	0,725	2,279±0,003
	Б	3,020±0,002	0,755	2,280±0,0016
	В	3,009	0,7575	2,279
3	А	17,758	0,500	8,879
	Б	16,753	0,530	8,79
	В	16,700	0,5325	8,893

* Примітка. Поверхні дії сили: А – поверхня контакту накладки з гальмівним шківом; Б – поверхня контакту накладки з гальмівною стрічкою; В – серединна поверхня гальмівної стрічки.

Відмітимо також близькість величин радіальних сил, що діють на фрикційну накладку від спряжених деталей (додаток И, табл. И.1 та И.2). Розбіжності між ними складають $(36,254-36,095) \cdot 100/36,254=0,44\%$, $(12,599-12,570) \cdot 100/12,599=0,23\%$ і $(51,011-50,738) \cdot 100/51,011=0,54\%$ відповідно для варіантів навантаження

1, 2 і 3. Наведені числа вказують на те, що ККД накладки, як передавальної ланки між гальмівною стрічкою та шківом, близький до 1.

Підкреслимо, що сумарна радіальна сила, яка діє на фрикційну накладку з боку гальмівної стрічки, більша за сумарну радіальну реакцію від гальмівного шківа для всіх варіантів навантаження накладки. Різниця цих сил тим більша, чим більшою є різниця між силами натягу обох ділянок стрічки і, як наслідок, чим більший кутівий коефіцієнт в рівняння лінійної регресії (див. табл. И.1 та И.2). Це пов'язано з тим, що сили тертя на набігаючій ділянці накладки більші, ніж на збігаючій. Тому сумарний вектор цих сил має компоненту, направлену від гальмівного шківа до накладки, що зменшує радіальну реакцію від гальмівного шківа. Розрахунок рівноваги накладки для випадків, коли $f=0$ для усіх варіантів навантаження показує, що різниця названих сил значно менша (див. табл. 3.2, за винятком варіанта навантаження 3, про що уже згадувалось) і знаходиться в межах похибки ЕОМ розрахунку сил (зазвичай ця похибка не більша 0,2%).

Розглянемо закономірності зношування фрикційної накладки по її довжині та в часі. З графіків на рис. 3.17 б і 3.18 б видно, що накладка зношується по довжині нерівномірно: найбільше зношуються її ділянки з боку набігаючої гілки гальмівної стрічки, менше – з боку збігаючої, а найменше – ділянки, зміщені від осі симетрії накладки в бік збігаючої гілки стрічки.

Зі збільшенням тривалості роботи пари тертя мінімум на кривих зносу зміщається в тому ж напрямку, тобто асиметрія зносу збільшується.

Дані табл. К.1 і К.2 (див. додаток К) свідчать, що в процесі зношування різниця між ξ_n і ξ_z для ділянок накладки з боків набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки поступово збільшується. Однак коефіцієнт нерівномірності розподілу зношування K_3 – зменшується. Така неузгодженість є позірною і пояснюється тим, що збільшення середньої величини зношування $\xi_{сер}$ в часі протікає швидше за зміну різниці $\xi_n - \xi_z$.

Виділимо ще одну особливість поведінки накладки в процесі її зношування, яка, як буде показано в п'ятому розділі, має вплив на формування експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма.

Сили, прикладені від гальмівної стрічки до фрикційної накладки, притискають її до циліндричної поверхні гальмівного шківa з радіусом $R_{ш}$. Оскільки зношування робочої поверхні накладки нерівномірне – вона втрачає свою початкову циліндричну форму того ж радіуса, – то при цьому вона деформується (згинається). Крім того, у зв'язку з асиметрією зношування, відбувається поворот накладки. Пояснення цьому наступне. В ході навантаження накладка контактує зі шківом насамперед на ділянці з найменшим її зношенням. Зовнішні сили, що діють на неї, утворюють неврівноважений момент відносно місця початкового контакту. Момент сил зумовлює поворот накладки по циліндричній поверхні шківa – контакт зміщається до досягнення стану рівноваги.

Кут повороту λ накладки можна визначити таким чином. Лінія регресії зношування ζ накладки є одночасно лінією, яка статистично рівновіддалена від поверхні зношеної накладки. Очевидно, що під час притискання накладки до гальмівного шківa така еквідистантність збережеться (за умови, що контактними деформаціями та деформаціями стискування накладки нехтувати). Тому можна вважати, що зазначена вище рівновага настане при повороті накладки на кут нахилу лінії регресії, використаної для опису зношування накладки. Отже, $\lambda = \arctg b_3$ (див. залежність (2.28)).

Результати розрахунку кута λ , наведені в табл. К.1 і К.2, ілюструють вплив тривалості роботи пари тертя і навантаження накладки на кут λ – він збільшується зі збільшенням тривалості процесу тертя і навантаження. Величина кута повороту накладки невелика. Однак у межах досліджуваної моделі немає підстав очікувати обмеження збільшення кута λ зі збільшенням тривалості процесу тертя. Принагідно зауважимо, що наведені вище дані стосуються, в основному, початкової стадії зношування накладок – їхнє середнє лінійне зношування не перевищує 49-139 мкм.

У попередньому викладі розподіл питомого навантаження та зношування накладки розглядалися як такі, що відбуваються при постійних навантаженнях (режим буріння). Однак нагадаємо, що в режимі спуску бурильної колони механічне гальмо працює циклічно. При цьому в межах одного циклу

навантаження на фрикційну пару зростає від нульового значення до найбільшого. На рис. 3.19 і 3.20 показані результати модельного дослідження зміни розподілу питомого навантаження фрикційної пари після відносної тривалості зношування $t=155$ під навантаженнями, що змінюються в межах 3-75% від повного навантаження (варіант навантаження 1). Як видно з рис. 3.19, накладка контактує зі шківом на ділянках значно менших за її номінальну робочу поверхню: чим менше відносне навантаження, тим довжина контакту менша. Дані рис. 3.19 і 3.20 свідчать про те, що в ході зміни навантаження фрикційної пари відбувається значна зміна розподілу питомих навантажень по довжині накладки – при відносно малих навантаженнях найбільш навантаженими є її центральні ділянки, а при великих (рис. 3.17 а та 3.18 а) – периферійні. Наслідком цього є, по-перше, нерівномірне зношування накладок і, по-друге, значне, очевидно кількаразове, збільшення інтенсивності зношування порівняно з парами тертя, у яких поверхня контакту зі шківом рівна номінальній робочій поверхні накладки.

Підсумовуючи огляд результатів досліджень розподілу питомих навантажень і зношування у фрикційних парах можна зробити наступний висновок. Істотно нерівномірний розподіл питомого навантаження і зношування накладки з підвищеною інтенсивністю пов'язано з нерівномірним розподілом сил у парі „гальмівна стрічка – фрикційна накладка”, консольним кріпленням накладки до стрічки та відносно низькою жорсткістю на згинання вузла „стрічка – накладка”. Очевидно, саме значним зменшенням поверхні контакту та різким збільшенням питомих навантажень можна пояснити збільшене зношування накладок, які першими входять у контакт з гальмівним шківом на початковій стадії гальмування. Нагадаємо, що таке аномальне зношування спостерігається на практиці для накладок, змонтованих на середній ділянці гальмівної стрічки та біля її збігаючої гілки. Як буде показано в підрозділі 3.3, саме ці накладки серійних конструкцій фрикційних вузлів першими контактують зі шківом на початку гальмування.

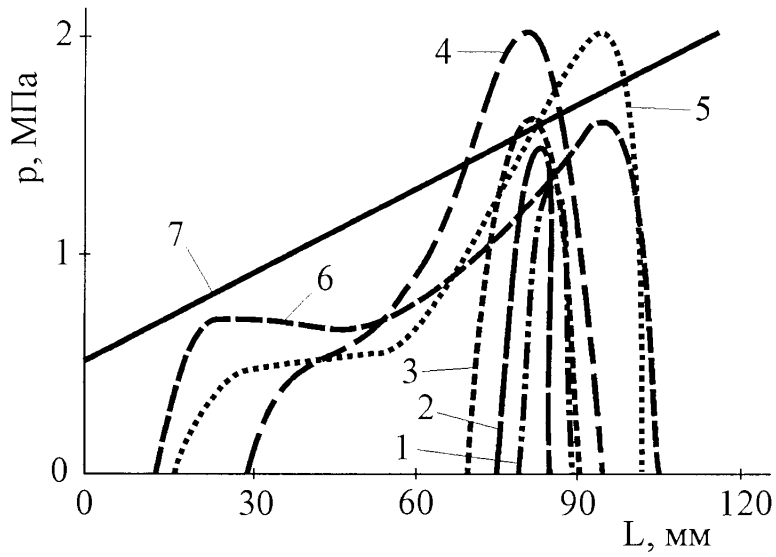


Рис. 3.19. Зміна розподілу питомого навантаження у фрикційній парі в ході збільшення навантаження:

1 – 3%; 2 – 7%; 3 – 13%; 4 – 35%; 5 – 50%; 6 – 75%; 7 – 100%

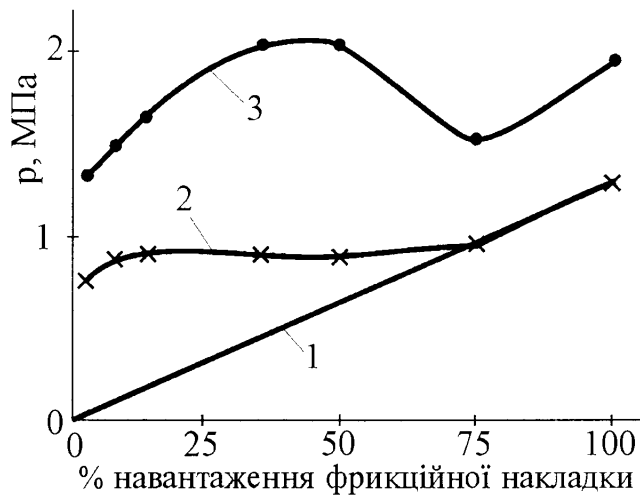


Рис. 3.20. Зміна питомого навантаження у фрикційній парі від навантаження:
1 – середнього номінального; 2 – середнього з урахуванням реальної поверхні контакту; 3 – найбільшого

3.3. Деформації фрикційного вузла гальма

У даному підрозділі подаються результати визначення деформацій фрикційного вузла під дією сил і переміщень, які створюються пристроями регулювання радіального зазора між робочими поверхнями фрикційних накладок і гальмівним шківом у його розімкненому стані та на початку гальмування. Результати одержано за допомогою методики, описаної в підрозділі 2.4.

3.3.1. При регулювання зазора між парами тертя і на початку гальмування. Результати модельного дослідження деформації вузла за планом $3^2/9$ подано в табл. 3.4 і показано на рис. 3.21. З даних табл. 3.4 і рис. 3.21 видно, що в точці 9 плану ($X_1=X_2=0$) величина Δ_R є найменшою. Отже, оптимальне значення поля розсіяння радіального зазора знаходиться поблизу центру плану. Тому, для підвищення точності математичної моделі в центрі плану,

Таблиця 3.4

**План і результати дослідження поля розсіяння Δ_R радіального зазора
СЕ-моделі серійного гальма**

№ точки плану	Значення чинника:		Поле розсіяння радіального зазора Δ_R , мм:		Відносна похибка $\left \frac{\Delta_{R,m} - \Delta_{R,\phi}}{S_R} \right $
	X_1	X_2	$\Delta_{R,\phi}$	$\Delta_{R,m}$	
1	1	1	9,812	12,521	1,054
2	1	-1	37,784	39,125	0,522
3	-1	1	40,551	43,758	1,247
4	-1	-1	9,027	9,569	0,211
5	0	1	22,515	19,152	1,308
6	0	-1	16,403	15,352	0,409
7	1	0	15,006	13,173	0,713
8	-1	0	16,105	14,021	0,811
9-12	0	0	4,620	4,602	0,007
К	-0,090	-0,129	4,510	4,502	0,003

Примітка: додаткові індекси біля Δ_R вказують на спосіб одержання його значення – розрахунком СЕ-моделі (ϕ) і математичної моделі (m).

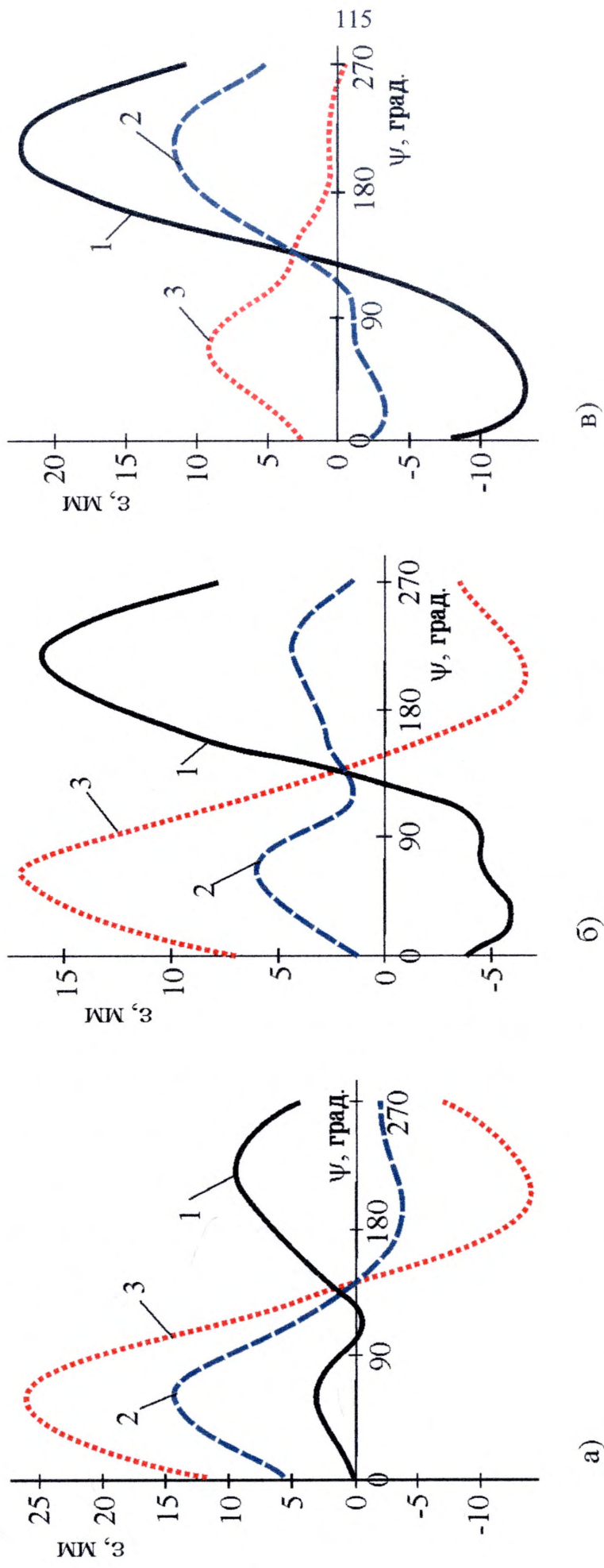


Рис. 3.21 а, б, в. Залежності зміни радіального зазора між накладками і шківом гальмівного вузла серійної конструкції по дузі охолодження стрічки від сил відтяжок, Н:

P_1 – 750 (1), 760 (2) і 770 (3);

P_2 – 400 (б), 430 (в) і 460 (в)

кількість точок №9 збільшуємо з 1 до 4. Обробка даних стовпчика Δ_R за методом найменших квадратів дає рівняння регресії для поля розсіяння радіального зазора

$$\Delta_R = 4,602 - 0,424 \cdot X_1 + 1,900 \cdot X_2 + 8,995 \cdot X_1^2 + 12,650 \cdot X_2^2 - 15,202 \cdot X_1 \cdot X_2. \quad (3.19)$$

Оцінимо змістовність одержаної математичної моделі деформації гальмівного вузла : залишкова дисперсія $S_R^2 = 6,608 \text{ мм}^2$; середнє квадратичне відхилення $S_R = 2,571 \text{ мм}$; дисперсія відносно середнього значення параметра оптимізації $S_{RO}^2 = 172,504$; критерій Фішера $F = \frac{S_{RO}^2}{4 \cdot S_R^2} = \frac{172,504}{4 \cdot 6,608} = 6,53$; критичне значення критерію Фішера для ступеней вільності 11 і 6, а також для 95% довірчій імовірності, $F_{кр} = 3,1$ [88]. Оскільки умова (2.22) задовольняється ($6,53 > 3,1$), то модель (3.19) змістовна. Змістовність моделі підтверджується також контрольною точкою (точка K , табл. 3.11) – відносна похибка в частках середньоквадратичного відхилення S_R значень Δ_R , отриманих розрахунком СЕ-моделі та за допомогою математичної моделі рівна 0,003.

Поверхня відгуку математичної моделі (3.19) має форму еліптичного параболоїда (рис. 3.22 а) з глобальним мінімумом у точці $X_1 = -0,090$ і $X_2 = -0,129$ (рис. 3.22 б). Цій точці відповідають сили натягу пружин відтяжок: $P_1 = 759,10 \text{ Н}$ і $P_2 = 426,13 \text{ Н}$; оптимальне значення $\Delta_R = 4,502 \text{ мм}$. Це значення близьке до 4,510 мм, отриманого розрахунком за допомогою СЕ-моделі для оптимальних значень P_1 і P_2 (див. значення для контрольної точки в таблиці 3.4).

В процесі зміщення шарніра M (див. рис. 2.6 а) вправо-вверх (за результатами розрахунку моделі це зміщення відповідає граничним умовам точки M : $\Delta_{x,K} = -10,5 \text{ мм}$, $\Delta y = -2,23 \text{ мм}$) першою в контакт зі шківом входить ділянка вузла в точці K_1 (рис. 3.23, крива 2); $\psi_{K1} = 123,8^\circ$. При цьому в контакті виникає радіальна реакція величиною 0,31 Н. Під дією цієї реакції та сили тертя $0,35 \cdot 0,31 = 0,109 \text{ Н}$ ділянка вузла в точці K_1 відходить від шківа, а натомість контакт зі шківом виникає на збігаючій ділянці вузла (точка K_2 , $\psi_{K1} = 270^\circ$ рис. 3.23, графік 3). Радіальна реакція нового контакту становить 1,94 Н. Прикладення сили тертя у точці K_2 призводить практично до повторення графіка 2 на рис. 3.30, але зі

збільшенням радіальної реакції до 1,02 Н. Отже, є підстави вважати, що на початку гальмування фрикційний вузол отримує вимушені поперечні коливання. Наслідком таких коливань є, очевидно, значні сили навантаження в місцях контакту накладок зі шківом та інтенсивне їхнє зношування.

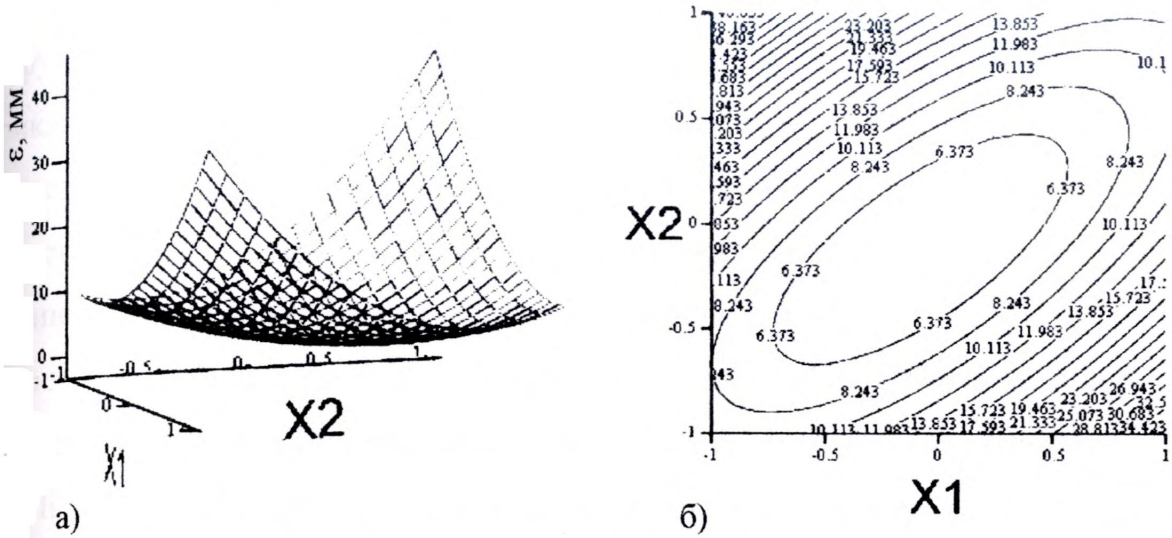


Рис. 3.22 а, б. Двофакторна поверхня відгуку (а) і двовимірні перерізи поверхні відгуку математичної моделі (3.19)

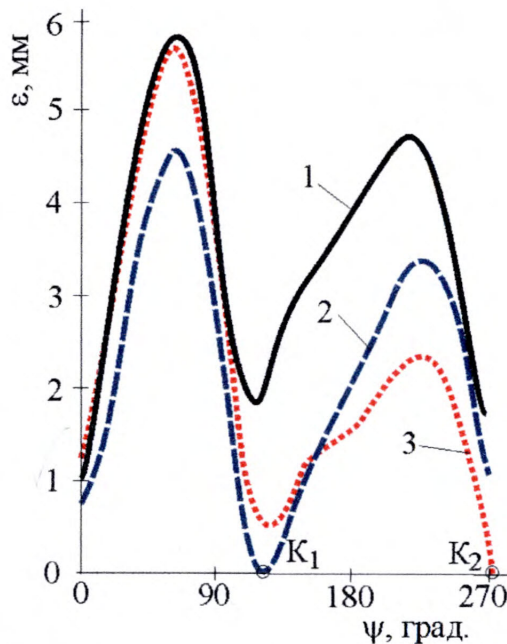


Рис. 3.23. Зміна радіального зазора ε на дузі охоплення ψ для фрикційного вузла серійної конструкції після оптимізації сил на відтяжках:

- 1 – розкритий стан гальма;
- 2 – початок гальмування – вузол входить у контакт зі шківом у точці K_1 ;
- 3 – перехід від положення 2 після прикладення в точці K_1 реакцій від шківа

Підкреслимо, що в процесі описаних змін радіальне зміщення вузла в першому квадранті дуги охоплення незначне, тоді як на решті дуги – значно більше (див. рис. 3.23). Це свідчить про те, що для даної схеми розміщення пристроїв регулювання радіального зазора ділянка вузла першого квадранту дуги охоплення входить у контакт зі шківом в останню чергу і не виступає як демпфуючий чинник для поперечних коливань – не гасить їх. Тому за умов – наприклад, певний діапазон швидкості обертання шківа та геометричні нерівності його робочої поверхні, певна інтенсивність збільшення сили натягу збігаючої гілки стрічки – можуть виникнути резонансні коливання, а отже, і більш інтенсивне зношування, а також значні ривки й удари, тобто істотна втрата плавності гальмування та підвищений його шумовий ефект. Усе це спостерігається в процесі експлуатації серійних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.

Підсумовуючи викладене можна дійти висновку, що результати досліджень підтверджують припущення (див. розділ 2), що причина інтенсивного зношування накладок у середній і на збігаючій ділянках дуги охоплення пов'язана з деформацією вузла на початку гальмування – більше зношуються ті накладки, які першими входять у контакт зі шківом. Більше того, можливі резонансні поперечні коливання фрикційного вузла на початку гальмування є, очевидно, основною причиною підвищеного зносу накладок на окремих ділянках вузла, що спостерігалось у працях [8, 35].

Очевидно, для того, щоб гальмування протікало плавно, без ривків і з найменшою інтенсивністю зношування, накладки повинні входити в контакт зі шківом починаючи від набігаючої гілки стрічки та закінчуючи збігаючою. У такому разі сила тертя кожної наступної накладки сприятиме затягуванню на шків ділянки фрикційного вузла, яка уже контактує зі шківом. Отже, чим меншим є кут ψ_0 , тим ступінь плавності роботи гальма буде вищим.

Описані результати модельних досліджень вказують на те, що конструкція серійного фрикційного вузла не є раціональною як за критерієм мінімального поля розсіяння радіального зазора, так і за вимогами забезпечення плавного гальмування без ривків та ударів. Тому подальше вивчення деформації

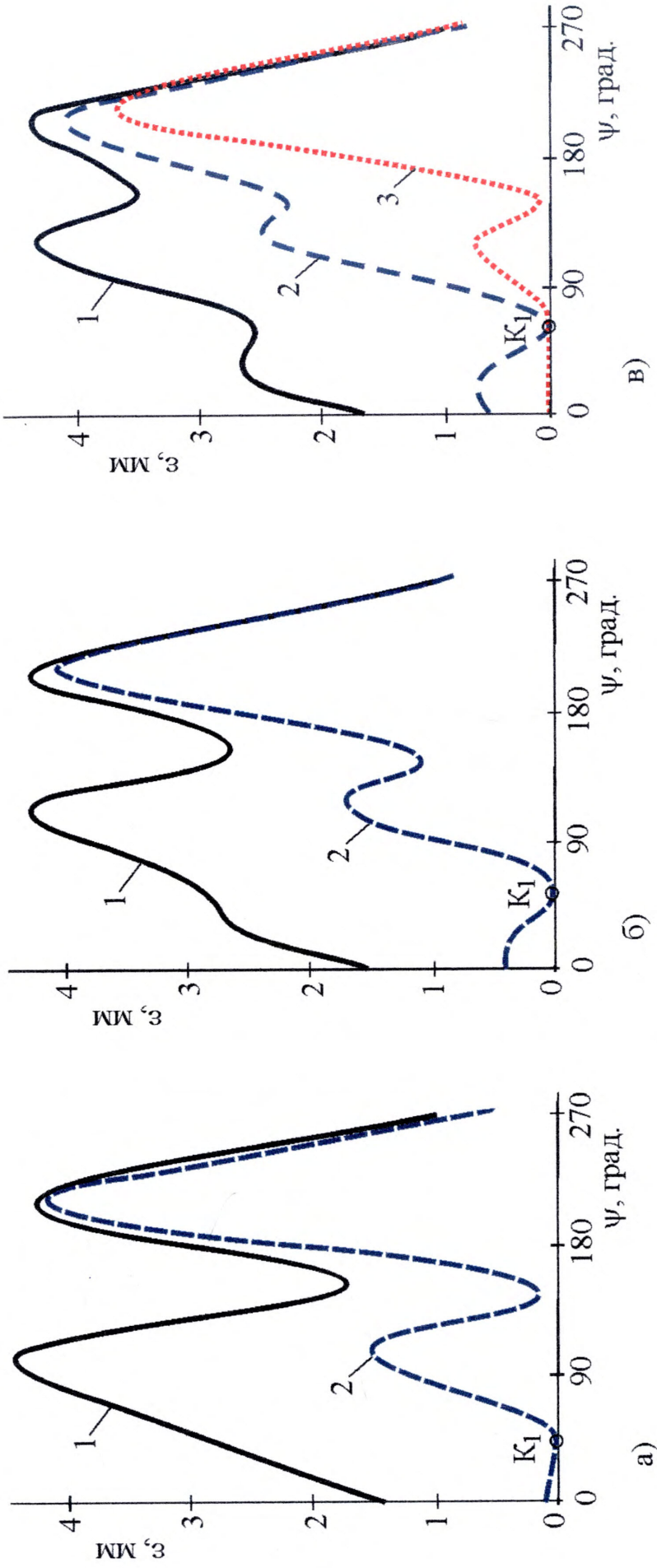


Рис. 3.24 а, б, в. Зміна радіального зазора ϵ на дузі охолодження ψ для триелементної схеми розміщення механізмів регулювання зазора (пояснення див. рис. 3.30 і табл. 3.12)

2. Зміна кутового розміщення опорного ролика та відтяжок є ефективним засобом регулювання кута ψ_{KI} розміщення ділянки фрикційного вузла, яка на початку гальмування першою контактує зі шківом.

3. Зміщення ψ_{KI} з другого в перший квадрант дуги охоплення сприятиме плавній роботі фрикційного вузла на початку гальмування (без поперечних коливань вузла, ривків та ударів), зменшенню шуму, зниженню інтенсивності зношування та викришування накладок, зменшенню схильності до утворення макронерівностей і тріщин на робочій поверхні шківа та динамічних навантажень на лебідку і талеву систему.

Висновки

1. Вперше розв'язана аналітичним методом двічі статично невизначувана задача розрахунку НДС ділянки гальмівної стрічки над і між фрикційними накладками під дією сили її натягу. Показано, що наявність проміжку між накладками зумовлює появу згинального моменту, додаткових напружень у стрічці та значну нерівномірність розподілу сил у контактній поверхонь взаємодії „стрічка – накладка”.

2. Вперше розроблені математичні моделі з параметрами оптимізації: деформації стрічки W_x , коефіцієнта розподілу сил $K_{P,C}$ між стрічкою і накладкою, згинальних моментів M_A і M_B , еквівалентних напружень $\sigma_{екв.А}$, $\sigma_{екв.В}$ і $\sigma_{екв.К}$ в найбільш навантажених перерізах стрічки, а також відношень V_A і V_B („баластних” та еквівалентних напружень) у цих же перерізах. Досліджено вплив параметрів конструкції L , h , D , $R_{ш}$ і натягу Q стрічки на вказані параметри оптимізації.

3. Запропоновано критерій оптимізації конструктивних параметрів гальмівної стрічки на основі найменшого відношення згинальних та еквівалентних напружень у стрічці для підвищення ефективності використання її матеріалу. Встановлено залежності раціональної циліндричної жорсткості і товщини h стрічки при її ширині 220 мм для діапазону радіуса гальмівного шківа 500-725 мм за вказаним критерієм. Раціональні значення h змінюються в межах 5,27-5,63 мм.

4. Вперше розв'язана методом скінчених елементів задача оцінки НДС фрикційної накладки, яка знаходиться під дією радіальних і тангенціальних сил з боку стрічки та гальмівного шківа. Встановлено закономірності розподілу сил у робочому контакті накладки в процесі її зношування під дією постійної сили натягу гальмівної стрічки та при зміні цієї сили в межах 3-100% від 160 кН.

5. Показано, що критерієм поділу процесу зношування фрикційної накладки на дві стадії може служити розподіл питомих навантажень p по довжині L_H її робочої поверхні. Для стадії припрацювання характерним є істотно нерівномірний розподіл питомих навантажень з найбільшими його значеннями на обох краях накладки. Для стадії усталеного зношування – лінійна залежність p від L_H з найбільшим значенням p на краю її набігаючої ділянки.

6. Виявлено, що нерівномірний і асиметричний розподіл питомих навантажень у фрикційному вузлі і, як наслідок, нерівномірне зношування робочої поверхні накладки (особливо при зміні навантаження) по її довжині пов'язані з низькою жорсткістю накладки (ділянки фрикційного вузла) та консольним кріпленням її до гальмівної стрічки.

7. Вперше чисельним методом розв'язана задача розрахунку деформації фрикційного вузла з урахуванням ваги вузла та сил з боку пристроїв регулювання радіального зазора між поверхнями накладок і шківом. Шляхом оптимізації математичної моделі виявлено оптимальні сили відтяжок ($P_1=759,10$ Н, $P_2=426,13$ Н) за критерієм найменшого поля розсіяння радіального зазора.

8. Встановлено, що на початку гальмування в гальмах серійної конструкції першими почергово входять у контакт накладки, розміщені в середній частині дуги охоплення та на її збігаючій ділянці. Сили тертя, що виникають на ділянках першого контакту накладок зі шківом спричиняють поперечні коливання фрикційного вузла.

9. Встановлена можливість регулювання розміщення по дузі охоплення ділянки фрикційного вузла, що першою входить у контакт з гальмівним шківом, за допомогою зміни розташування пристроїв регулювання радіального зазора.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

4.1. Задачі стендових експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є перевірка закономірностей, виявлених у процесі теоретичного аналізу та досліджень аналітичних і скінчено-елементних моделей фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма при його роботі в стендових умовах.

Згідно з цим, програмою передбачено розгляд таких задач:

- експериментальна перевірка теоретично встановлених закономірностей силової навантаженості ділянки гальмівної стрічки залежно від конструктивних параметрів фрикційного вузла та сили натягу стрічки;
- експериментальна перевірка теоретично встановлених закономірностей розподілу сил між фрикційною накладкою та гальмівним шківом при зношуванні накладки;
- експериментальна перевірка ефективності дослідної конструкції ділянки фрикційного вузла.

Експериментальні дослідження проведені на модельному гальмівному стенді кафедри механіки машин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу в лабораторних умовах.

Етапи й умови стендових випробувань, а також перелік параметрів, які реєструвалися та визначалися в процесі експериментальних досліджень, наведені в табл. 4.1.

4.2. Вибір моделі та методів вимірювання

Задачі дослідження, умови проведення випробувань і реальні можливості визначили об'єкт випробувань – фізичну модель стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з масштабом:

Таблиця 4.1

Вирішення задач досліджень із силової навантаженості гальмівного вузла стрічково-колодкового гальма

Найменування задачі дослідження	Умови проведення випробувань	Параметри, які вимірювали або розраховували
1	2	3
<p>1. Перевірка теоретично встановлених закономірностей силової навантаженості та деформацій ділянки гальмівної стрічки</p>	<p>Гальмівна стрічка з тонколистової сталі 50 з розмірами $L \times s \times h = 1650 \times 200 \times 2$ (або 3, або 3,7) мм, зігнута з радіусом серединної поверхні $R = 266$ (або 266,5) мм, закріплена шарнірно до нерухомої опори та рухомої тяги експериментального гальмівного шківів (рис. 4.1). Між стрічкою та шківом на дузі охоплення 270° змонтовані 8 фрикційних накладок з розмірами $W \times Z \times H = 120 \times 230 \times 15$ мм. Крок розміщення накладок вибрано так, щоб між першою та другою накладкою з боку набігаючої гілки стрічки був проміжок $2L = 60, 90, 120, 150$ і 180 мм, виміряний по стрічці. До внутрішньої та зовнішньої її поверхонь прикріплені тензометричні давачі (див. рис. 4.2) для вимірювання деформації стрічки в поздовжньому напрямку. На зовнішній поверхні стрічки встановлено пристрій для вимірювання стріли прогину Δu стрічки (рис. 4.3).</p>	<p>1. Товщина гальмівної стрічки. 2. Натяг набігаючої гілки стрічки. 3. Натяг досліджуваної ділянки стрічки. 4. Прогин Δu ділянки стрічки. 5. Згинальний момент по середині ділянки стрічки.</p>

1	2	3
<p>2. Перевірка закономірностей розподілу сил між накладками та гальмівним шківом при зношуванні накладки</p>	<p>На стенді встановлена гальмівна стрічка товщиною 2 мм. Проміжок між усіма накладками однаковий ($L=17,7$ мм). Пристрій для вимірювання прогину стрічки не використовувався. Між накладкою і шківом розміщують у два ряди 12 тензорезисторів на вигнутих пластинах із пружної сталі (див. рис. 4.4 а, б, в). Закономірність розподілу питомих навантажень виявляють для двох випадків:</p> <p>а) при радіусі робочої поверхні накладки рівній $R_{ш}$ який формується (20 год.) зношуванням накладок при невеликій силі (409,6 Н) зтягування стрічки;</p> <p>б) після тривалого зношування накладки при натягу стрічки $Q_H=4060$ Н. Вимірювання розмірів робочої поверхні накладки виконують координатним способом до і після зношування поза стендом за допомогою спеціального пристрою (рис. 4.5 а).</p>	<p>1. Натяг набігаючої гілки гальмівної стрічки.</p> <p>2. Натяг ділянки стрічки між першою та другою накладками.</p> <p>3. Сили (питомі навантаження) в контакті.</p> <p>4. Зношування накладки (по її довжині).</p>
<p>3. Перевірка ефективності дослідної конструкції ділянки фрикційного вузла</p>	<p>Змінено спосіб кріплення накладок: замість шарнірного за допомогою вусиків планки, впресованої в тіло накладки, жорстким способом – чотирма болтами у два ряди. Між стрічкою і накладкою встановлено сталеву пластину з розмірами $(W-e) \times s \times h_n = 109,2 \times 200 \times 3,7$ мм (див. рис. 4.6). Закономірності розподілу виявляють як і в попередньому пункті.</p>	<p>Те саме</p>

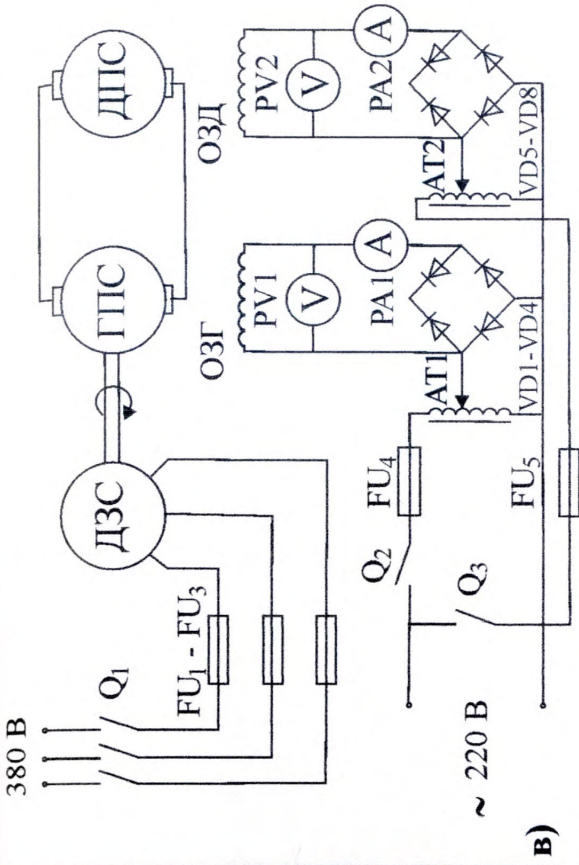


Рис. 4.1. Загальний вигляд стенда з

стрічково-коловим гальмом і

навантажувальним пристроєм (а), двигуном

змінного та генератором постійного струму (б) та

принциповою електричною схемою (в):

1 – двотаврові балки; 2 – гальмівна стрічка;

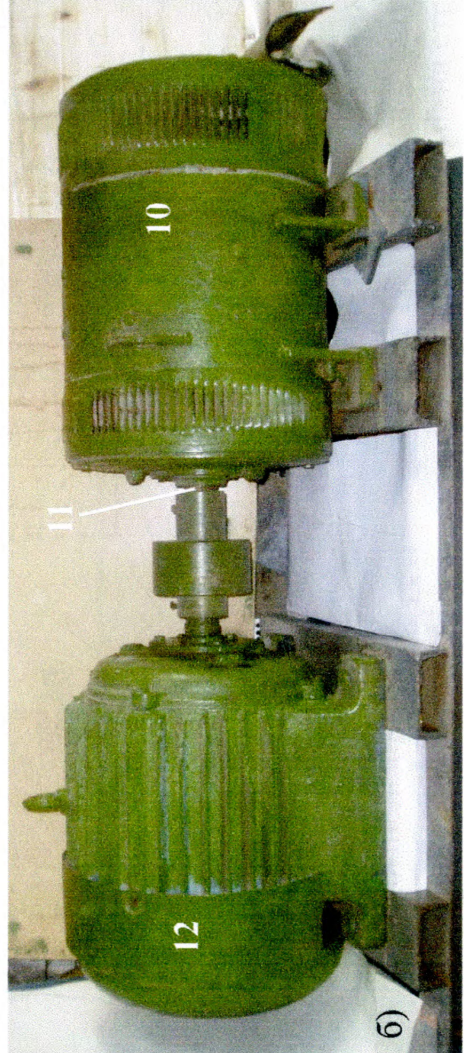
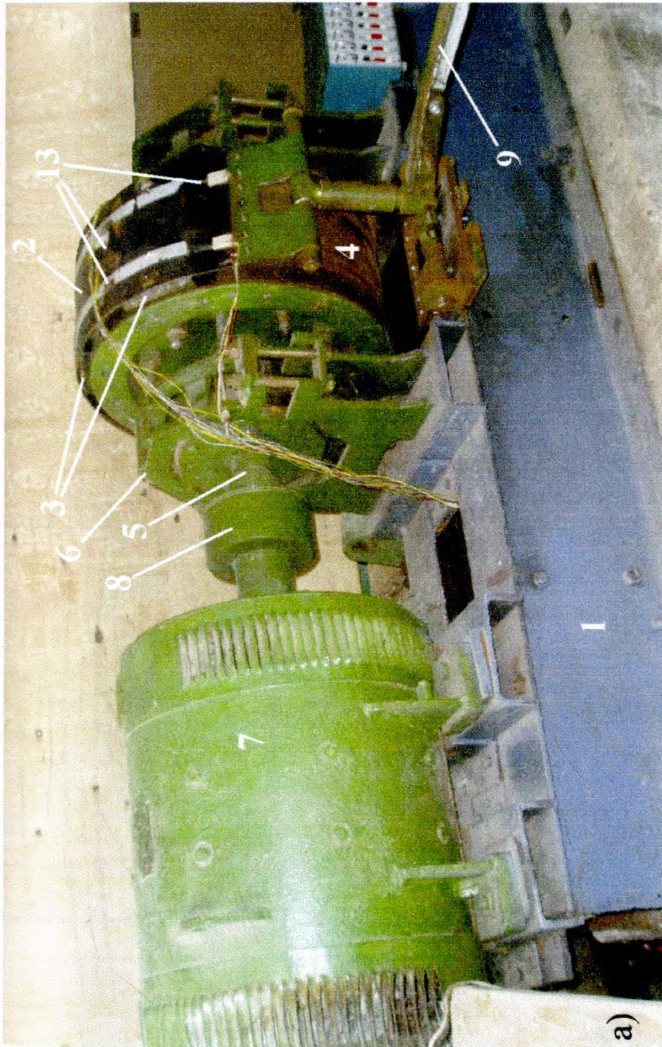
3 – фрикційні накладки; 4 – гальмівний шків;

5 – вал з підшипниками; 6 – опори вала;

7, 10 і 12 – електродвигуни постійного і змінного струму; 8 – пальцева муфта;

9 – навантажувальний пристрій;

11 – вал електродвигуна; 13 – тензорезистори



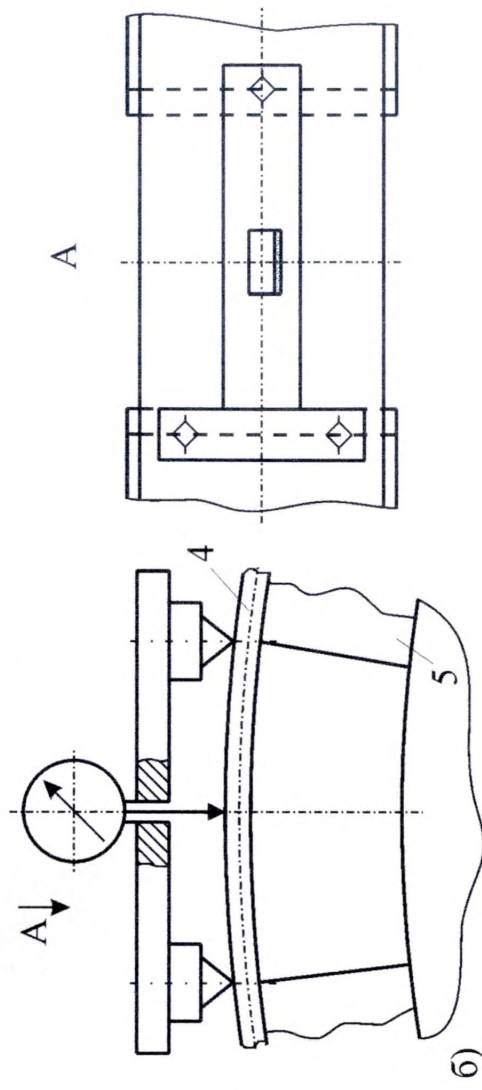
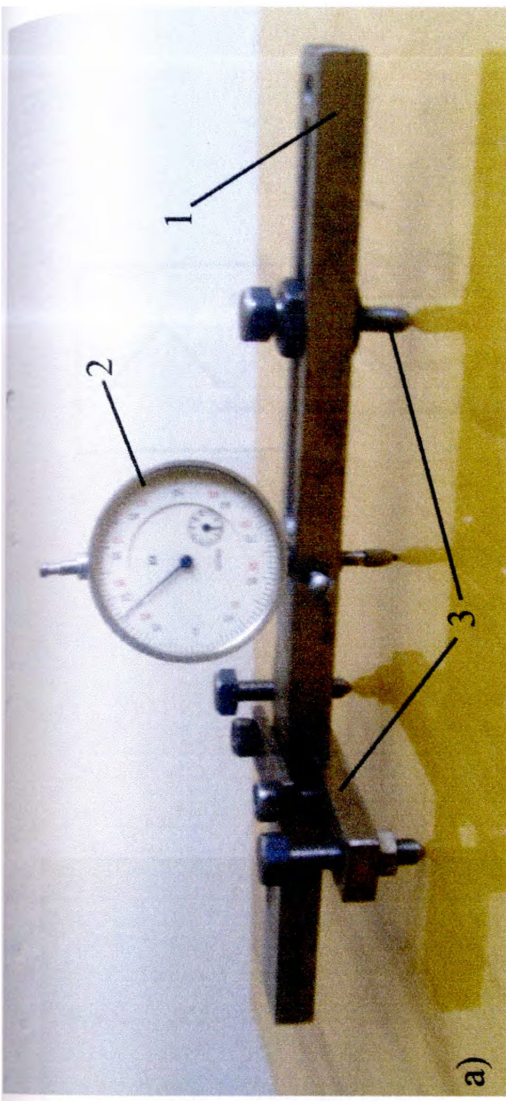


Рис. 4.3 а, б. Пристрій для вимірювання прогину ділянки гальмівної стрічки (а) та схема вимірювання (б):
 1 – планка-корпус; 2 – індикатор ИЧ10; 3 – пересувні опори;
 4 – гальмівна стрічка; 5 – фрикційна накладка

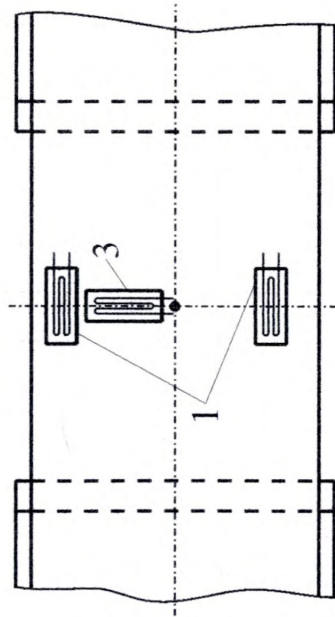
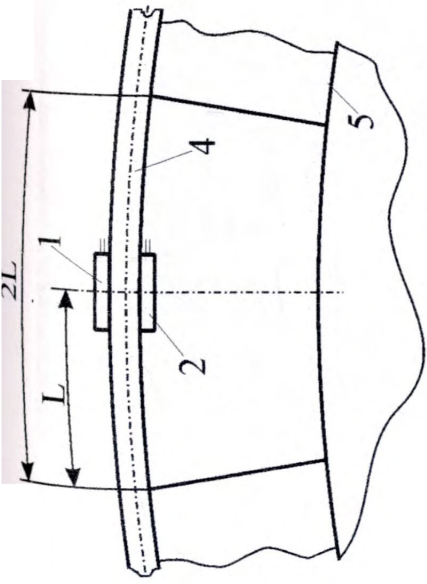
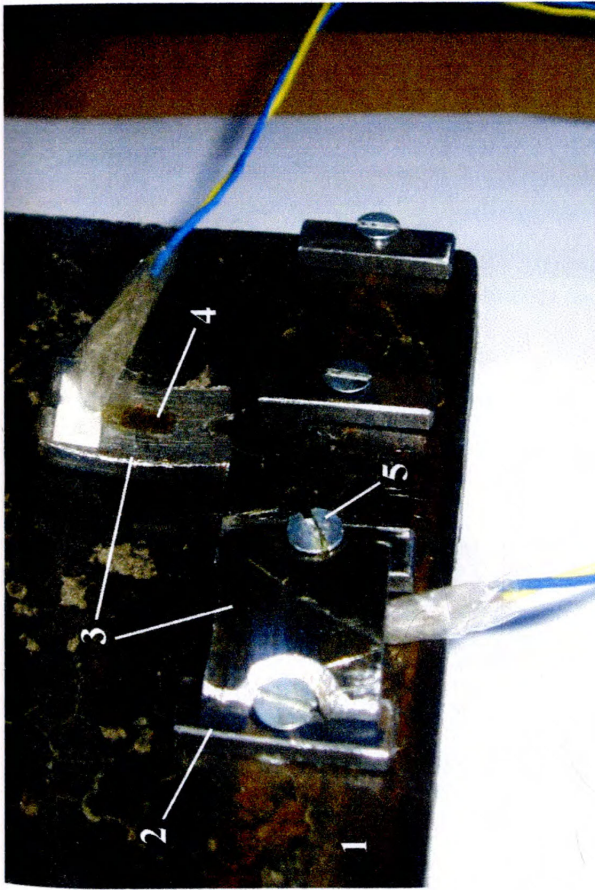
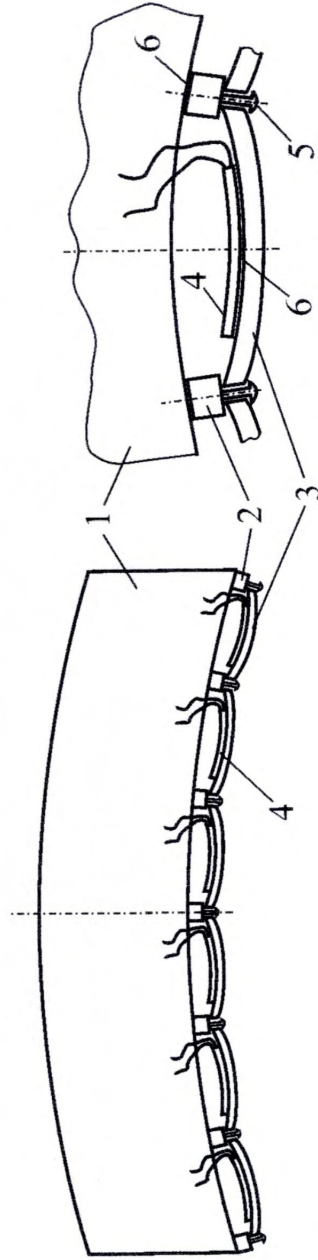


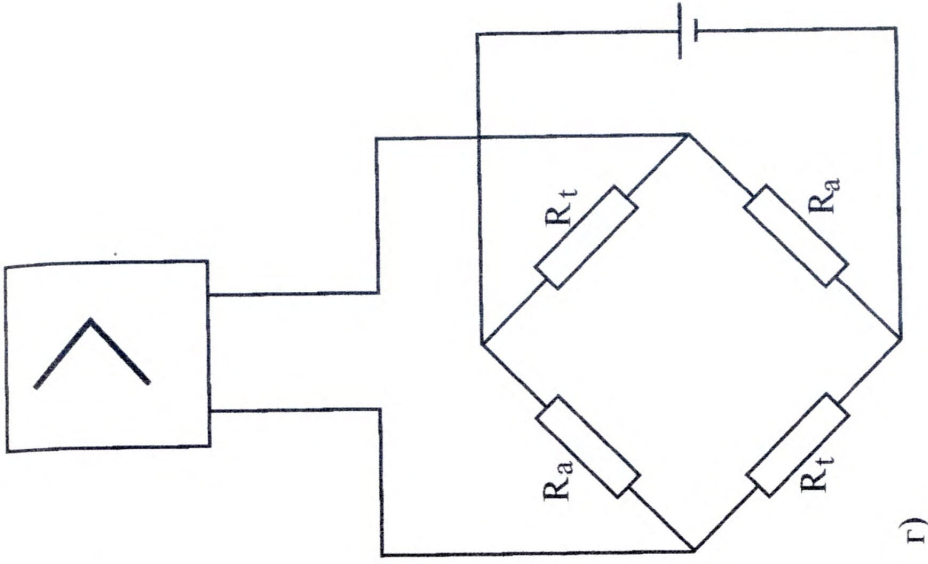
Рис. 4.2. Схема розміщення тензодавачів:
 1 і 2 – активні на зовнішній та внутрішній поверхнях гальмівної стрічки;
 3 – термокомпенсаційний;
 4 – гальмівна стрічка;
 5 – фрикційна накладка



а)

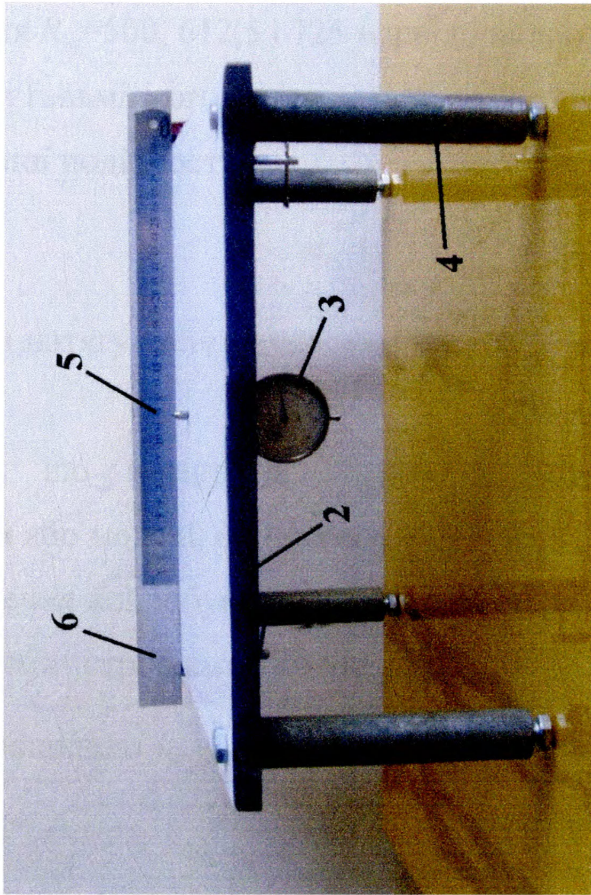
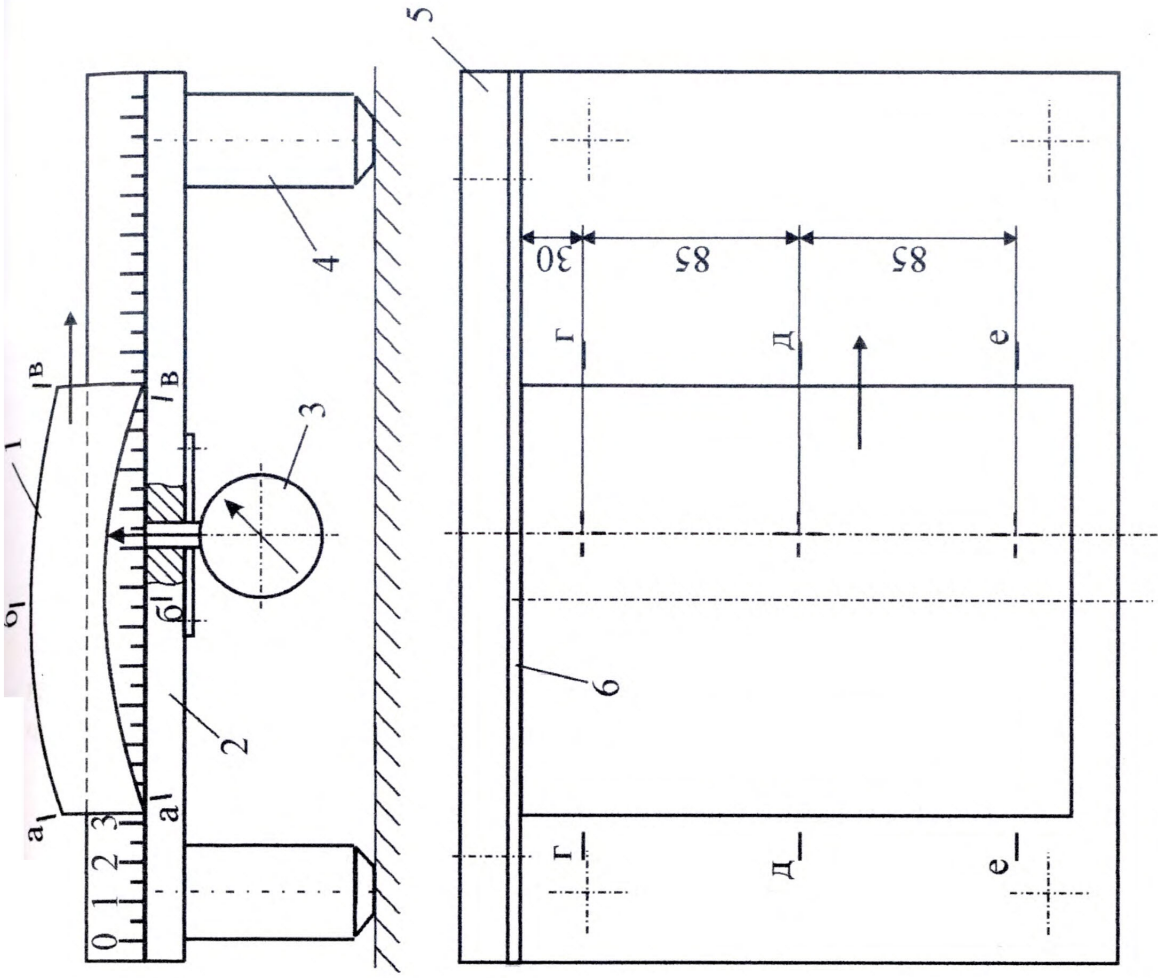


б)



г)

Рис. 4.4 а, б, в, г. Розміщення тензодавачів на робочій поверхні накладки (б), монтування (в) мостоза і мостова підключення активних (R_a) і термокомпенсаційних (R_t) тензорезисторів (г): 1 – фрикційна накладка; 2 – опора; 3 – месдоза (пружна пластина); 4 – тензорезистор; 5 – монтажний гвинт; 6 – шар клею



а)

б)

Рис. 4.5 а, б. Пристрій (а) та схема (б) вимірювання зношування фрикційної накладки:
 1 – фрикційна накладка; 2 – плита; 3 – індикатор ИЧ10; 4 – ніжка; 5 – планка; 6 – лінійка

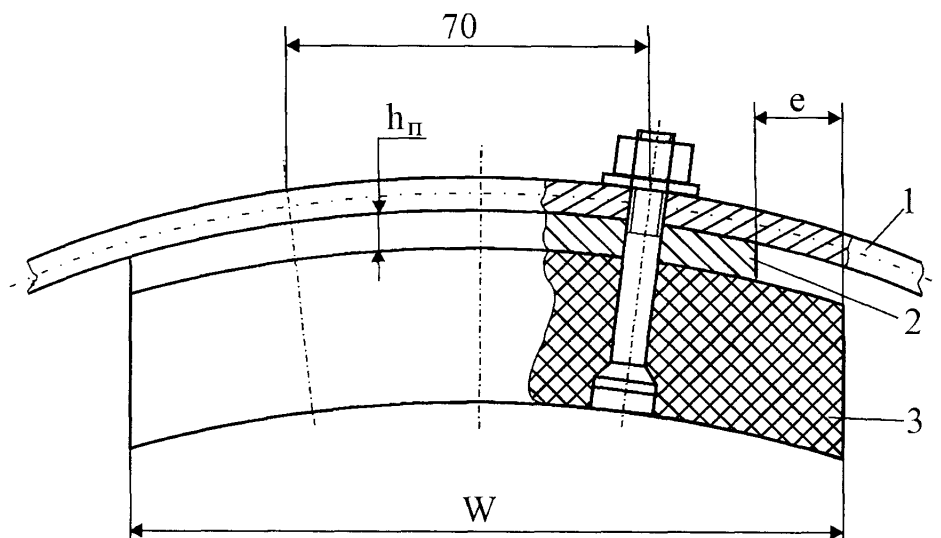


Рис. 4.6. Дослідна конструкція ділянки фрикційного вузла:
1 – гальмівна стрічка; 2 – прокладка; 3 – фрикційна накладка;
4 – чотири болтових кріплення фрикційного вузла

- геометричної подібності для її основного конструктивного параметра – радіуса гальмівного шківів

$$m_l = \frac{l_H}{l_M},$$

$m_l = 2, 2,45$ і $2,9$ для $R_{ш} = 500, 612,5$ і 725 мм відповідно,

де l_H і l_M – радіуси гальмівного шківів природи та моделі ($l_H = R_{ш}$, $l_M = 250$ мм);

- динамічної подібності

$$m_Q = \frac{Q_H}{Q_M} = \frac{160}{8} = 20,$$

де Q_H і Q_M – сили натягу набігаючих ділянок гальмівної стрічки природи та моделі, кН.

Зауважимо, що масштаби подібності змінюються, якщо змінюються параметри природи або моделі, наприклад, товщина чи сила натягу стрічки.

Для проведення випробувань модель оснащувалась:

- гальмівними стрічками, виготовленими зі сталі 50 шириною 200 мм

($m_s = \frac{220}{200} = 1,1$), товщиною $h_M = 2, 3$ і $3,7$ мм ($m_h = 2, 1,67$ і $1,62$ для товщини стрічки

натури 4, 5 і 6 мм відповідно), з довжиною проміжку $2L$ ділянки стрічки між накладками ($L=30-90$ мм, $m_L = 1$);

- фрикційними накладками, виготовленими з ретинаксу ФК-24А товщиною $H=15$ мм ($m_H = \frac{30}{15} = 2$), шириною $Z=230$ мм ($m_Z = \frac{230}{230} = 1$) і довжиною $W=120$ мм ($m_W = \frac{120}{120} = 1$);

- гальмівний шків обертався з найбільшою частотою 200 хв⁻¹, яка забезпечувала найбільшу лінійну швидкість переміщення шківа відносно накладок $V_M=5,236$ м/с ($m_v = \frac{V_H}{V_M} = 3,82$ при $V_H=20$ м/с; при інших значеннях швидкості на гальмівних шківах бурових лебідок m_v можна уточнити).

Залежності для визначення силових параметрів натури (наприклад, згинального моменту M , напружень σ , питомого навантаження p , видовження Δl , відносного видовження ε) визначаємо згідно з теорією подібності та методом аналізу розмірностей [78, 101]: масштаб подібності будь-якого параметра пропорційний до масштабів розмірностей величин, які входять у формулу для визначення цього параметра. Наприклад, згинальний момент ділянки стрічки AB від сили Q визначають за формулою $M = Q \cdot R(1 - \cos \beta) = 2QR \sin^2 \beta \approx 2QR(L/R)^2$ (див. рис. 2.1 б). Отже, величина M пропорційна до QL^2/R . Звідси

$$\frac{M_H}{M_M} = \frac{m_Q \cdot m_L^2}{m_l}.$$

Аналогічно напруження згину в гальмівній стрічці від згинального моменту розраховується за формулою (2.16). Отже,

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_M} = \frac{m_Q \cdot m_L^2}{m_p \cdot m_s \cdot m_h^2}.$$

На підставі викладених вище залежностей запишемо формули для визначення параметрів натурального об'єкта дослідження за значеннями модельних параметрів і масштабів подібності:

- згинальних моментів у стрічці

$$M_H = M_M \cdot \frac{m_Q \cdot m_L^2}{m_I}; \quad (4.1)$$

- напружень розтягу в стрічці

$$\sigma_H = \sigma_M \cdot \frac{m_Q}{m_S \cdot m_h};$$

- напружень згину в стрічці

$$\sigma_H = \sigma_M \cdot \frac{m_Q \cdot m_L^2}{m_C \cdot m_S \cdot m_h^2};$$

- питомого навантаження в контактї „накладка – шків”

$$p_H = p_M \cdot \frac{m_Q \cdot m_\phi}{m_Z \cdot m_W}, \quad (4.2)$$

$$\text{де } m_\phi = \frac{\varphi_H}{\varphi_M};$$

- відносних деформацій у стрічці та накладці

$$\varepsilon_H = \varepsilon_M \cdot m_E^2 \cdot \frac{m_Q}{m_I};$$

$$\text{де } m_E = \frac{E_H}{E_M};$$

E_H і E_M – модулі пружності відповідних матеріалів натури та моделі;

- лінійних переміщень у стрічці та накладці

$$\Delta l_H = \Delta l_M \cdot m_E^2 \cdot \frac{m_Q}{m_I};$$

- інтенсивності зношування накладки

$$I_H = I_M \cdot \frac{m_Q \cdot m_\phi \cdot m_V}{m_Z \cdot m_W}. \quad (4.3)$$

Зупинимось на виборі методів вимірювання досліджуваних параметрів моделі. Таким параметрами є навантаження та переміщення.

Деформації (переміщення) є лінійними аналогами багатьох механічних величин. За певних умов вони є майже ідеальними носіями інформації, які при перетвореннях градуюються в розмірностях сил, моментів, прискорень, напружень, тисків і масштабних переміщень. До основних груп

експериментальних методів дослідження НДС належать: електротензометрія та методи оптико-геометричні, поляризаційно-оптичні, інтерференційно-оптичні, проникаючих випромінювань, вимірювання деформації (переміщення) за окремими точками. Останні використовують перетворювачі різного типу, основні з яких: механічні, оптико-механічні, оптичні, потенціометричні, ємнісні, індукційно-трансформаторні, п'єзоелектричні, магнітострикційні, фотоелектричні, пневматичні, ультразвукові.

Саме остання група методів у поєднанні з електротензометрією набули найбільшого поширення в практиці натурних і лабораторних випробувань [31, 49, 97].

Переміщення (деформації), вимірювання яких здійснюються на досліджуваній моделі, потребують використання давачів переміщень двох діапазонів: давачів мікропереміщень (0-100 мкм) та давачів міліметрового діапазону (0,01-10 мм) [97]. Давачі мікропереміщень потрібні для вимірювання навантаження, моментів, напружень і питомих навантажень. Давачі міліметрового діапазону – для вимірювання прогину ділянки гальмівної стрічки прямим методом, а лінійного зношування внутрішньої поверхні фрикційних накладок – відносним методом.

Принцип вимірювання давачів переміщень охоплює досить широкий спектр: тензорезисторні, індуктивні, ємнісні, потенціометричні ультразвукові, пневматичні, оптичні, п'єзоелектричні, механічні та інші [31, 49, 91, 97, 99]. Ці давачі розрізняються за точністю, діапазоном переміщення та сферою раціонального застосування. Кожен з них має свої переваги та недоліки. Їхній аналіз дає змогу вибрати для вимірювання мікропереміщень тензорезисторні (для вимірювання напружень і згинальних моментів у гальмівній стрічці та контактних навантажень у фрикційній парі), а для переміщень міліметрового діапазону – механічні. Тензорезисторні давачі прості, компактні, надійні, їхні первинні сигнали легко підсилюються та перетворюються, точність не гірше 5 оvd (одиниць відносної деформації; $оvd=1 \cdot 10^{-6}$) [97]. Такі давачі набули найбільшого поширення в практиці як промислових, так і лабораторних випробувань вузлів і деталей для

вимірювання статичних і динамічних навантажень. Механічні давачі – вимірювальні важільно-зубчасті типу 2ИГ ГОСТ 18833-73 з ціною поділки 0,002 мм і діапазоном вимірювання 0-0,1 мм та індикатори годинникового типу ИЧ10 ГОСТ 577-60 з ціною поділки 0,01 мм і діапазоном вимірювання 0-10 мм – прості, надійні та достатньо точні для вимірювання прогину стрічки та зношування накладок.

В останньому випадку зручно скористатись відносним методом вимірювання. Тому для перетворення відносних величин, отриманих за допомогою індикаторів (див. рис. 4.5), в абсолютні використано мікрометр МК 0-25 за ГОСТ 6507-78 з ціною поділки 0,01 мм. За допомогою мікрометрів визначали товщину накладки у восьми точках на перетині перерізів а-а, б-б, в-в, г-г, д-д і е-е.

На основі вищевикладеного розглянемо конструкцію стенда стрічково-колодкового гальма бурвих лебідок.

4.3. Конструкція гальмівного стенда та вимірювальна апаратура

Загальний вигляд гальмівного стенда зі стрічково-колодковим гальмом наведено на рис. 4.1 а. Основні вузли гальмівного стенда розміщені на двох двотаврових балках 1, які анкерними болтами прикріплені до бетонної основи. Гальмо оснащено гальмівною стрічкою 2, на робочій поверхні якої змонтовані фрикційні накладки 3. Гальмівний шків 4 встановлений на валу 5 з підшипниками, які монтуються в опорах 6 і обертається від приводу 7 через пружну пальцеву муфту 8. Приводом 7 служить двигун постійного струму марки 2ПН225МУ5 потужністю 15,0 кВт, що забезпечує плавність регулювання обертового моменту на приводному валу та підтримування його стабільним при зміні частоти обертання гальмівного шківів. Частоту обертання останнього вимірювали цифровим електронним тахометром марки 7ТЕ. Зусилля взаємодії накладок зі сталевим (сталь 40Х) шківом регулювали важільним пристроєм навантаження 9 за допомогою тягарів різної маси.

Оскільки тягловий двигун 7 гальмівного шківа 4 (ДПС) живиться постійним струмом з номінальною напругою обмотки його якоря 110 В, то для живлення обмотки ротора тягового двигуна було використано аналогічний двигун 10 постійного струму (ГПС), який працював у генераторному режимі (рис. 4.1 б). Вал 11 генератора 10 обертався асинхронним трифазним двигуном змінного струму (ДЗС) 12. На обмотки збудження генератора (ОЗГ) 10 і двигуна (ОЗД) 7 подавалися постійні струми, що випрямлялися на діодних мостах, зібраних на діодах VD1-VD4 та VD5-VD8, та регулювалися лабораторними автотрансформаторами АТ1 і АТ2 (рис. 4.1. в).

Принципові електричні схеми керування модельним стрічково-колодковим гальмом, підключення датчиків до його деталей і докладний опис принципу роботи наведені в [41].

Натяг ділянок гальмівної стрічки, згинальний момент і напруження в стрічці вимірювали тензорезисторним методом.

Тензоперетворювачами служили тензорезистори 2ПКБ-10-100В ТУ 2506-1382-88 з базою 10 мм і 2ФКПА-5-100ГВ ТУ 25-01-100-88 з базою 5 мм номінальним опором 100 Ом. Давачі з'єднували за мостовою схемою (рис. 4.8) з чотирьох тензорезисторів – двох активних R_a та двох компенсаційних R_c для зменшення найбільш суттєвої для тензоперетворювачів температурної похибки. При деформації стрічки опір тензодавачів (рис. 4.1) змінювався і вихідний сигнал підсилювався в десятиканальному тензопідсилювачі „Топаз-3-01”. Електричний сигнал, пропорційний до натягу стрічки, реєстрували за допомогою індикатора тензометричного підсилювача.

Тензодавачі тарували на набігаючій гілці гальмівної стрічки при її завантаженні тягарями заданої величини. При таруванні тензоперетворювачів одночасно контролювали чутливість підсилювача встановленням нуля. Це дало змогу знизити похибку вимірювань до 0,2...0,5% при статичних і до 1,0...1,5% при динамічних випробуваннях.

Тензометричні давачі для вимірювання контактних навантажень тарували після їхнього монтування на фрикційній накладці тягарями масою від 100 г до 2 кг з використанням важільного пристрою.

4.4. Методика вимірювання

4.4.1. Сил і моментів, що діють на гальмівну стрічку. Тарування тензоелектричних перетворювачів на силу натягу Q гальмівної стрічки проводили на її набігаючій гілці при навантаженнях тягарями через важільний пристрій стенда. Сили натягу складали: 409,6, 1408, 2734, 4060, 5387, 6842 і 8298 Н. Градування шкали показуючого індикатора тензометричного підсилювача в одиницях напруження в Н/мм², або МПа, здійснювали перерахунком градування його шкали в одиницях сили з урахуванням залежностей між σ та Q . Ціна поділки індикатора підсилювача в Н/мм² складала:

- для гальмівної стрічки товщиною 2 мм

$$C_{\sigma,2} = \frac{C_Q}{s \cdot h} = \frac{C_Q}{220 \cdot 2} = 2,2727 \cdot 10^{-3} \cdot C_Q;$$

- для стрічок товщиною 3 і 3,7 мм відповідно

$$C_{\sigma,3} = 1,515 \cdot 10^{-3} \cdot C_Q \text{ і } C_{\sigma,3,7} = 1,2258 \cdot 10^{-3} \cdot C_Q,$$

де C_σ – ціна поділки шкали реєструючого приладу підсилювача в Н/мм²;

C_Q – ціна поділки в Н, отримана при таруванні тензоелектричних давачів на силу натягу набігаючої гілки стрічки.

В процесі тарування тензодавачів і регулювання підсилення встановлено, що $Q=240$ Н. Тоді $C_{\sigma,2}=0,54545$ Н/мм², $C_{\sigma,3}=0,36362$ Н/мм² і $C_{\sigma,3,7}=0,29419$ Н/мм².

На ділянках гальмівної стрічки між накладками (див. рис. 4.2) фіксувались для кожного натягу гальмівної стрічки два параметри: напруження на її зовнішній поверхні ($\sigma_{зв}$) і на внутрішній ($\sigma_{вн}$). Для розділення цих величин напруження σ_p від зтягу силою Q та $\sigma_{зг}$ від згинання моментом M розглянемо епюри цих напружень їхньої суми на рис. 2.4. З рис. 2.4 видно, що

$$\sigma_{зв} = \sigma_p - \sigma_{зг}; \quad \sigma_{вн} = \sigma_{зг} + \sigma_p.$$

Звідси отримаємо

$$\sigma_{з'} = \frac{\sigma_{6и} - \sigma_{36}}{2}; \quad \sigma_p = \frac{\sigma_{36} + \sigma_{6и}}{2}.$$

З урахуванням залежностей між напруженнями, силовими чинниками та розмірами поперечного перерізу гальмівної стрічки отримали формули, за допомогою яких розраховували силу натягу ділянки стрічки між накладками в Н

$$Q = \frac{1}{2}(\sigma_{36} + \sigma_{6и}) \cdot h \cdot s$$

і згинальний момент в Н·м

$$M = \frac{1}{12}(\sigma_{6и} - \sigma_{3и}) \cdot s \cdot h^2 \cdot 10^{-3},$$

де s і h в міліметрах.

4.4.2. Питомого навантаження фрикційного контакту. Вимірювання розподілу питомого навантаження здійснювали на фрикційних накладках після їхнього припрацювання (див. пункт 2, табл. 4.1) при натягу набігаючої гілки стрічки 409,6 Н протягом 20 год. і після наступного зношування під натягом 4060 Н протягом 20 год. При цьому питома навантаження вимірювали в статичних умовах, тобто без обертання гальмівного шківів. Випробування здійснювали для моделювання двох випадків:

1. У контакті „накладка – гальмівний шків” відсутнє тертя. Такий режим вимірювання передбачає рівність зусиль натягу гальмівної стрічки на обох її ділянках – набігаючій Q_H і збігаючій для першої накладки Q_I , тобто її ділянки між першою та другою накладками). При цьому навантаження в контакт для кожного тензорезистора визначали як середнє арифметичне з двох значень при збільшенні натягу стрічки до 4060 Н і після перевищення цієї величини до 5387 Н з наступним повернення до зусилля 4060 Н. Умову $Q_H=Q_I$ з контролем тензометричним способом забезпечували зміною додаткового обертового моменту на гальмівному шківі за допомогою важеля і тягарів. Така послідовність була потрібна для нівелювання впливу тертя на зміщення накладки (разом з тензорезисторами) відносно шківів та, відповідно, на значення навантаження, тобто для підвищення точності вимірювання.

2. В контактi „накладка – шкiв” має місце тертя з фiксованою величиною коефiцiєнта тертя ($f=0,35$). Обґрунтування необхідностi фiксацiї величини коефiцiєнта тертя у зв'язку з його стохастичною природою розглянуто в пiдроздiлi 1.2. Фiксовану величину коефiцiєнта тертя найпростiше можна отримати використанням тертя спокою. Силу тертя за умови постiйного натягу набiгаючої гiлки стрiчки змiнювали шляхом варiювання навантаження гальмiвного шкiва змiнним обертовим моментом за допомогою важеля i тягарiв. Величину обертового моменту M визначали розрахунком через рiзницю $\Delta Q=Q_H-Q_I$ натягiв гальмiвної стрiчки набiгаючої гiлки та її дiлянки мiж першою та другою фрикцiйними накладками (тензометричним способом) з наступним розрахунком сили тертя F та коефiцiєнта тертя f за формулами:

$$M = \Delta Q \cdot R; \quad F = M / R_m; \quad f = \frac{F}{Q_H \cdot \sin \varphi_H + Q_I \cdot \sin \varphi_I} = \frac{(Q_H - Q_I) \cdot R}{(Q_H \cdot \sin \varphi_H + Q_I \cdot \sin \varphi_I) \cdot R_m}. \quad (4.4)$$

Зазначимо, що у розрахунках рiядуса R серединної лiнii гальмiвної стрiчки враховувалась товщина (7 мм) деталей тензометричних давачiв (див. рис. 4.4 в). Крім того, у випадках використання прокладок мiж гальмiвною стрiчкою та фрикцiйною накладкою величина R включала також i товщину прокладки ($h_n=3,7$ мм, див. рис. 4.6).

Як i в першому випадку, для пiдвищення точностi навантаження кожного давача визначили як середнє з двох значень – при збiльшеннi та при зменшеннi обертового моменту для досягнення фiксованого значення Q_I .

Середнє питоме навантаження p_i , яке припадає на i -дiлянку фрикцiйної накладки, що вiдповiдає i -тiй парi тензометричних давачiв, розраховували за формулою

$$p_i = \frac{N_{1,i} + N_{2,i}}{L_m \cdot Z} \cdot m_z = 252,93 \cdot (N_{1,i} + N_{2,i}), \text{ Н/мм}^2 \text{ (або МПа)}$$

де N_i – навантаження, що фiксується i -тою парою давачiв, Н;

L_m, Z – довжина та ширина поверхнi контакту ($L_m=120,33$ мм, $Z=230$ мм);

m – кiлькiсть пар давачiв ($m=6$).

Адекватнiсть скiнчено-елементного моделювання фрикцiйної накладки (див. пiдроздiл 2.3) перевiряли шляхом порiвняння результатiв розрахунку СЕ-моделi

накладки для стендового гальма при її навантаженнях, розрахованих для відповідних розмірів стрічки та натягів Q_H і Q_I стендових випробувань з відповідними результатами p_i цих же випробувань. При цьому визначали середнє розрахункове $p_{p,i}$ значення питомого навантаження для кожної ділянки контакту за даними розрахункового розподілу питомих навантажень по довжині фрикційної накладки.

4.4.3. Прогину ділянки гальмівної стрічки та зношування фрикційної накладки. Як зазначалося вище, для вимірювань використано механічні прилади. Оскільки для вимірювання стріли прогину стрічки застосовано прямий метод, то методика його проведення очевидна зі схеми, зображеної на рис. 4.3. Зазначимо лише, що для кожної величини L (від 30 до 90 мм) вимірювальний пристрій (рис. 4.3 а) потребував попереднього настроювання на цей параметр – переміщення опор 3 на відповідну відстань до осі індикатора 2.

Вимірювання зношування накладок набагато складніше. По-перше, таке вимірювання потребувало відносного методу – за допомогою мікрометра визначали товщини накладки до і після її зношування в перерізах $a-a$ – $e-e$ і усереднювали для перерізів $a-a$, $b-b$ і $v-v$ окремо (рис. 4.5 б); далі координатним методом виявляли координати x'_i , y'_i поверхні накладки у відносній системі координат $x'Oy'$ (з кроком 5 мм вздовж осі Ox) та усереднювали з трьох значень (перерізи $z-z$, $d-d$ і $e-e$); пізніше визначали координати поверхні накладки в абсолютній системі координат xOy (з урахуванням товщини стрічки); остаточно розподіл зношування ξ по довжині накладки визначали як різницю між координатами y_i робочої поверхні накладки в абсолютній системі координат до і після зношування.

По-друге, робоча поверхня накладки мала значні нерівності. Тому для зменшення похибки вимірювання проводили в трьох перерізах ($z-z$, $d-d$ і $e-e$) з усередненням і наступним згладжуванням отриманих значень координат за допомогою п'ятиточкової методики [39].

У зв'язку зі складністю і трудомісткістю вимірювання зношування накладок випробування обмежено лише двома випадками.

Усі експериментальні результати підлягали статистичній обробці згідно з вимогами РД-50-690-89 при 95% довірчій імовірності.

4.5. Результати експериментальних досліджень

4.5.1. Напружено-деформованого стану ділянки гальмівної стрічки. Розглянемо результати випробувань деформації ділянки гальмівної стрічки та силових співвідношень у поперечному перерізі стрічки, який збігається з площиною симетрії ділянки між сусідніми накладками (переріз A на рис. 2.1 б). На рис. 4.7, 4.8 лінії ілюструють теоретичні залежності між параметрами силової навантаженості гальмівної стрічки, а точки – результати випробувань.

Аналіз даних рис. 4.7, 4.8 і таблиць 4.2 і 4.3, а також порівняння з даними рис. 3.1, 3.3, 3.4, 3.7, 3.8 і 3.10 дає підстави зробити наступні узагальнення:

1. Істотна зміна конструктивних параметрів фрикційного вузла та сил натягу стрічки не викликала змін характеру теоретичних залежностей між досліджуваними силовими параметрами гальма.

2. Експериментальні величини досліджуваних параметрів у досить широких діапазонах їхньої зміни підтверджують встановлені розрахункові залежності з різницею до 4,8%.

3. Для усіх досліджуваних парних залежностей виконується нерівність $F \leq F_{кр}$, що свідчить про адекватність математичної моделі НДС ділянки гальмівної стрічки (див. формулу (2.11)) щодо цих залежностей.

4. З даних рис. 4.8 випливає, що відношення Q_H і Q_I не залежить від натягу Q_H набігаючої гілки стрічки та її товщини (циліндричної жорсткості). Це відношення залежить лише від довжини L , тобто від кутового кроку розміщення накладки (кутів φ_H і φ_I). Розрахунок коефіцієнта тертя за формулою (4.4) дає $f = 0,357 \pm 0,0089$.

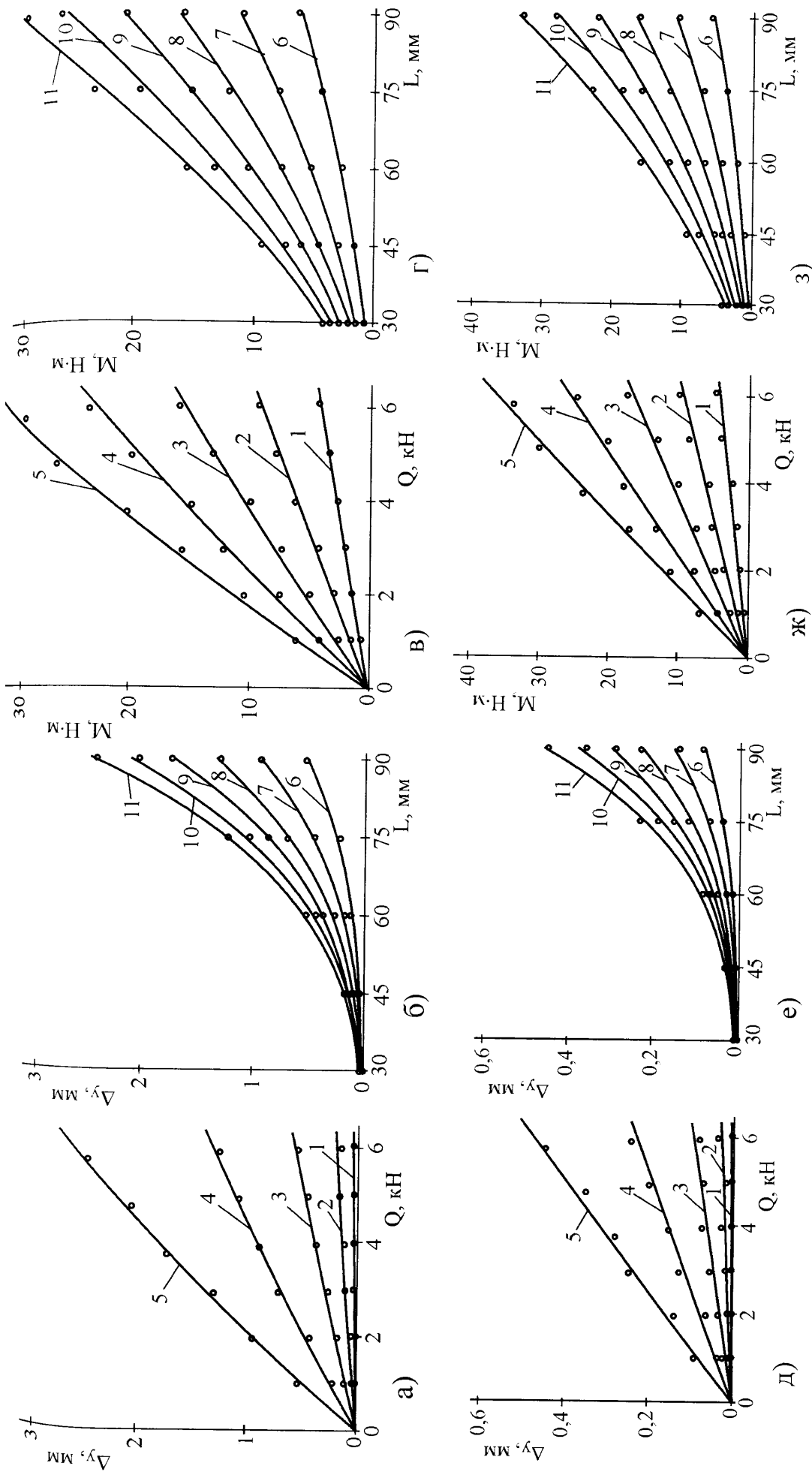


Рис. 4.7 а, б, в, г, д, е, ж, з. Порівняння аналітичних залежностей (криві) прогину Δy (а, б, д, е) і згинального моменту (в, г, ж, з) для товщини стрічки $h=2$ мм (а-г) та $h=3,7$ мм (д-з) з експериментальними даними (точки) при: 1 - $L=30$ мм; 2 - $L=45$ мм; 3 - $L=60$ мм; 4 - $L=75$ мм; 5 - $L=90$ мм; 6 - $Q_H=1,408$ кН; 7 - $Q_H=2,734$ кН; 8 - $Q_H=4,060$ кН; 9 - $Q_H=5,387$ кН; 10 - $Q_H=6,842$ кН; 11 - $Q_H=8,298$ кН

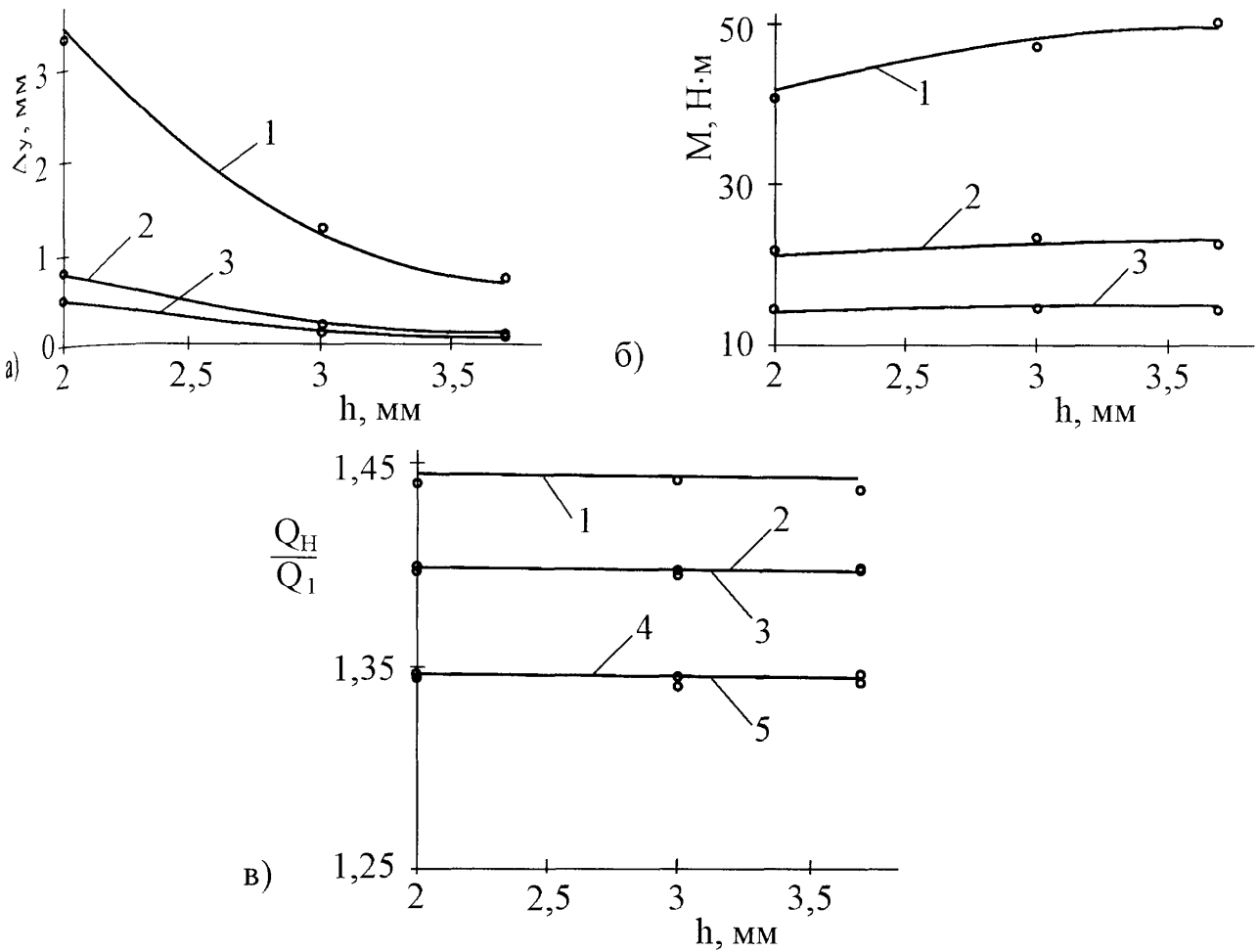


Рис. 4.8 а, б, в. Порівняння результатів експерименту (точки) з розрахунком (лінії) при:

1 – $L=90$ мм; 2, 3 – $L=60$ мм; 4, 5 – $L=30$ мм;

1, 2, 4 – $Q_H=8,298$ кН; 3, 5 – $Q_H=5,388$ кН

Таблиця 4.2

Результати статистичного оцінювання дослідних даних

Параметр випробувань	Середні значення для параметра випробувань:	
	дисперсії відтворюваності S_e^2	надійного інтервалу з 95% довірчою ймовірністю
Q_1 , кН	$5,271 \cdot 10^{-4}$	0,0638
Δy , мм	$2,782 \cdot 10^{-4}$	0,0464
M , Н·м	0,00284	0,148

Примітка: для кожної точки виконували п'ять паралельних випробувань.

**Результати статистичної перевірки адекватності теоретичної моделі
НДС ділянки гальмівної стрічки**

Залежності	Середні значення відхилень модельних значень від експериментальних:	
	залишкової дисперсії S_R^2	* F -критерію ($F = S_R^2 / S_e^2$)
Δy від Q_I	$5,230 \cdot 10^{-4}$	1,88
Δy від L	$6,705 \cdot 10^{-4}$	2,41
Δy від h	$6,621 \cdot 10^{-4}$	2,38
M від Q_I	$4,885 \cdot 10^{-3}$	1,72
M від L	$6,986 \cdot 10^{-3}$	2,46
M від h	$6,560 \cdot 10^{-3}$	2,31

*Примітка: критичне значення F -критерію для кожної залежності для 95% довірчої імовірності при ступенях вільності 29 і 4 $F_{кр}=2,7$; умовою адекватності моделі є $F \leq F_{кр}$ [88].

В доповнення слід зауважити, що вибір поперечного перерізу A (див. рис. 2.1 б), як точки вимірювання деформації для дослідної перевірки адекватності теоретичної моделі НДС ділянки гальмівної стрічки, зроблено на підставі таких міркувань:

- по-перше, у цьому перерізі сила натягу та згинальний момент, як це видно з результатів теоретичних досліджень (див. рис. 3.1 б), найбільші або близькі до таких;

- по-друге, градієнт сили та моменту в околі цього перерізу найменший, тому точність результатів тензометрії найвища;

- по-третє, точки (лінії) стрічки, які контактують із краями фрикційних накладок можуть служити зручними та надійними базами (див. рис. 4.2) для вимірювання прогину Δy стрічки прямим методом. Це впливає з того факту, що в створеній моделі радіальне зміщення цих точок є нульовим (див. підрозділ 2.2).

Більше того, згинальний момент і сила натягу стрічки в перерізі A є параметрами рівнянь, за допомогою яких визначається решта параметрів НДС ділянки гальмівної стрічки (див. підрозділ 2.2). Тому для визначення саме цих параметрів, а також одного з їхніх похідних (радіального прогину Δy стрічки),

достатньо для перевірки всіх розрахункових залежностей НДС ділянки гальмівної стрічки.

Викладене вище дає підстави вважати, що математична модель НДС ділянки гальмівної стрічки адекватна не тільки щодо силових параметрів, які визначалися в процесі випробувань, а і в цілому, тобто стосовно всіх її параметрів.

На завершення розгляду моделі НДС ділянки гальмівної стрічки продемонструємо спроможність залежностей, сформованих у підрозділі 4.2 допомогою теорії подібності та методу аналізу розмірностей, передбачувати натурні параметри. Для прикладу прослідкуємо зв'язок між згинальними моментами в поперечному перерізі A стрічки для моделі та натури. Експериментальні дані стендових випробувань дають $M_m=4,735$ Н·м для $L=30$ мм, $Q_H=6,832$ кН, $h=2$ мм. Розрахункові дані (див. табл. 3.3, для точок плану 7 та 11):

- для точки 7 $M_A=31,50$ Н·м, $L=30$ мм, $Q=90$ кН, $h=4$ мм, $R_u=500$ мм;
- для точки 11 $M_A=56,93$ Н·м, $L=30$ мм, $Q=160$ кН, $h=4$ мм, $R_u=500$ мм.

Згідно з рівнянням (4.1):

$$\text{- для точки 7 } M_H = M_m \cdot \frac{m_Q \cdot m_L^2}{m_l} = 4,735 \cdot \frac{13,17 \cdot 1^2}{2} = 31,19 \text{ Н·м,}$$

$$\text{де } m_Q = \frac{90}{6,832} = 13,17;$$

$$\text{- для точки 11 } M_H = 4,735 \cdot \frac{23,42 \cdot 1^2}{2} = 55,44 \text{ Н·м.}$$

Розбіжності одержаних результатів для обох точок плану складають 1,02-2,62%, що цілком прийнятно для такої методики оцінки параметрів гальма.

4.5.2. Розподілу питомих навантажень фрикційної пари при її зношуванні. Розглянемо результати дослідження розподілу питомих навантажень по довжині фрикційної накладки до (рис. 4.9 а, б) та після (рис. 4.9 в) її зношування. В обох випадках $\varphi_H=\varphi_l=16,9^\circ$, $h=2$ мм. Форма робочої поверхні накладки до зношування циліндрична з радіусом її кривини, рівної $R_u=250$ мм (в межах точності вимірювання $\pm 0,005$ мм). Гальмівна стрічка затягувалась на шків з силою $Q_H=4,060$ кН.

Порівняння емпіричних і розрахункових залежностей розподілу питомого навантаження (див. рис. 4.9 а і б) показує, що сила тертя призводить до істотного перерозподілу питомого навантаження та збільшення нерівномірності його розподілу – K_p збільшується з 1,315 до 3,129.

Після зношування накладки протягом 20 год. її експлуатації на стенді при середньому питомому навантаженні 0,0756 МПа середня величина лінійного зношування склала 220 мкм, а інтенсивність зношування – $I=5,8 \cdot 10^{-10}$; розподіл лінійного зношування по довжині фрикційної накладки показано на рис. 4.9 в.

Вплив ступінчастої зміни натягу набігаючої гілки стрічки (0,4096, 1,408, 2,734 і 4,060 кН, або в процентах відносно найбільшого навантаження 10,09, 34,68; 67,34% відповідно) на розподіл питомого навантаження по довжині накладки показано на рис. 4.10.

Як видно з даних рис. 4.9, 4.10, стендові випробування підтверджують закономірності, виявлені в ході теоретичних досліджень, а саме:

1. Істотно нерівномірний розподіл питомого навантаження по довжині фрикційної накладки на початку її роботи (див. рис. 4.9 а, б і 3.16).
2. Перехід до лінійного розподілу питомого навантаження після припрацювання фрикційної пари (див. рис. 4.9 в, 3.17)
3. Збільшене (на 46,85% порівняно з середнім за 20 год. роботи) зношування накладки на краю набігаючої ділянки (див. рис. 4.9 г).
4. Істотне збільшення нерівномірності розподілу питомого навантаження при натягу стрічки значно меншому за найбільше (див. рис. 4.9, 4.10). Так, найбільше навантаження припадає на п'яту ділянку накладки при 34,68% навантаження (див. рис. 4.10 б). Це навантаження на 7,82% перевищує найбільше (для шостої ділянки – див. рис. 4.9 а) при повному навантаженні. Для 10,09% натягу стрічки найбільш навантаженою виявилась теж п'ята ділянка накладки. Рівень її навантаження складає 46,9% від найбільшого значення при повному навантаженні. Подібна картина спостерігається і для середніх питомих навантажень для ділянок накладки, які контактують з гальмівним шківом. Так, фактичні середні питомі навантаження для ділянок 4 і 5, а також 3-5 відповідно

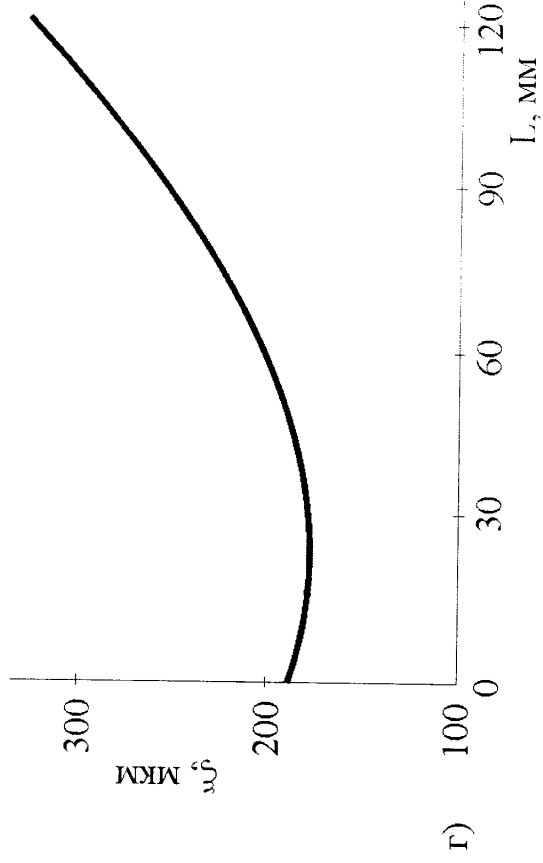
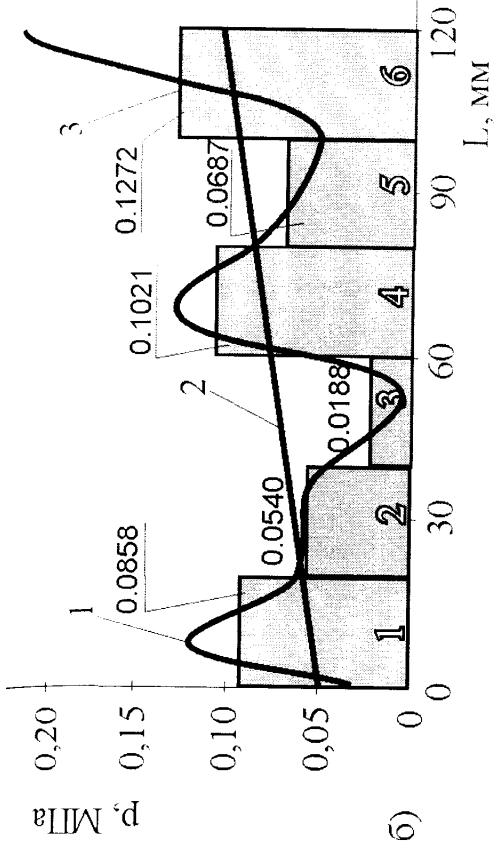
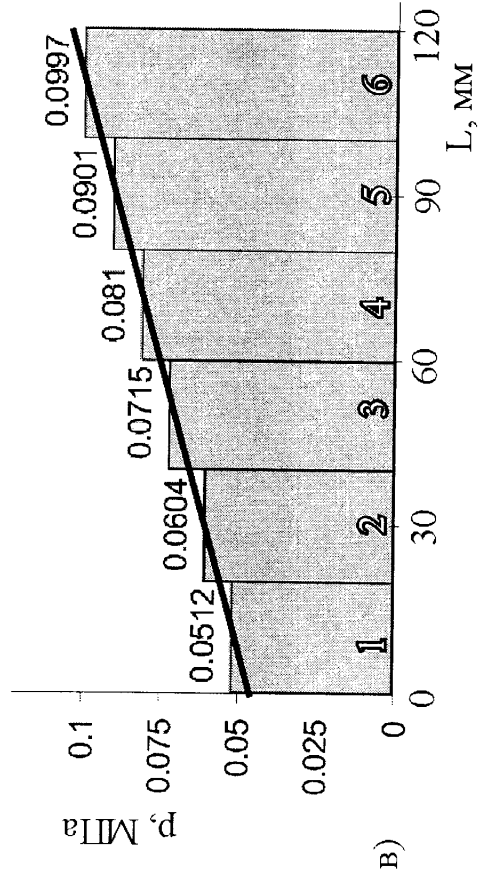
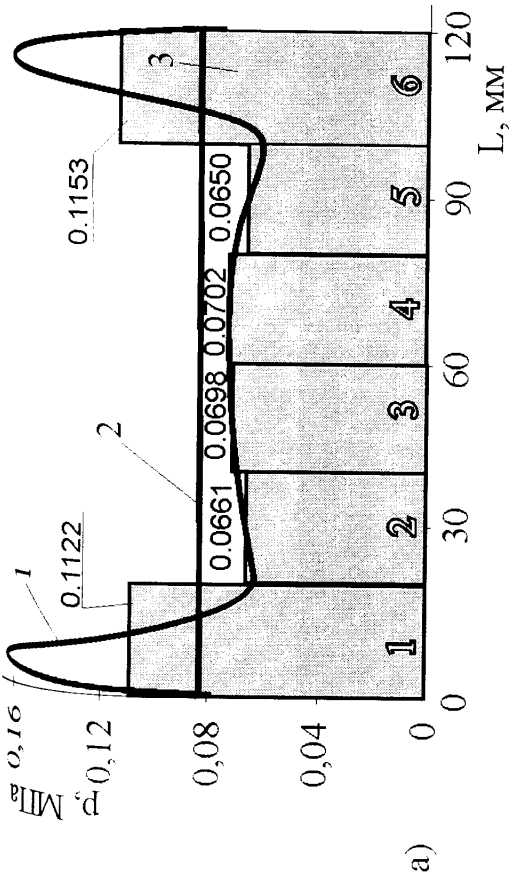


Рис. 4.9 а, б, в, г. Розподіл питомих навантажень у фрикційному контакті а, б, в) та лінійного зношування накладки (г) на початку (а, б) та після (в, г) її експлуатації:
 а - $f=0$; б, в - $f=0,35$; 1 - теоретична залежність; 2 - лінія регресії опису теоретичного розподілу; 3 - гістограма експериментального розподілу

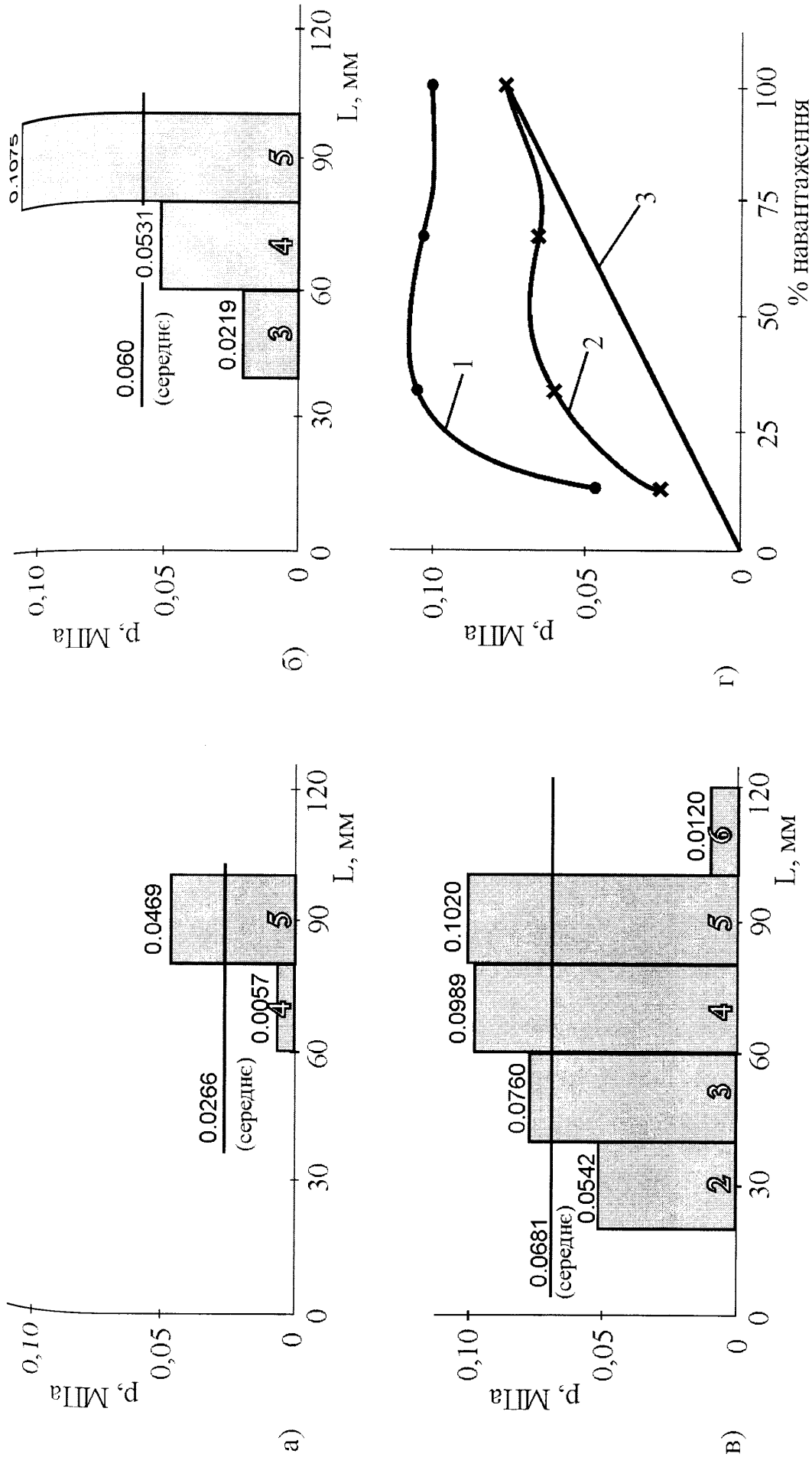


Рис. 4.10 а, б, в, г. Гістограми розподілу середнього питомого навантаження (а, б, в) на ділянках (1, 2, ..., 6) розміщення тензорезисторів по довжині фрикційної накладки та зміна найбільшого (1), середнього (2) і середнього номінального (3) питомих навантажень від натягу гальмівної стрічки у відсотках від найбільшого (з): а – 10,09%, б – 34,68%, в – 67,34%

для 10,09 і 34,68% навантаження (див. криву 2 на рис. 4.10 г) у 3,5 і 2,3 рази перевищують очікувані середні значення питомих навантажень за умови, що фрикційну взаємодію утворює вся робоча поверхня накладки (див. пряма 1, рис. 4.10 г).

5. Співвідношення між силою тертя у фрикційній парі та різницею сил натягу набігаючої та збігаючої ділянки стрічки відповідає рівнянню (3.18) з похибкою 0,43%.

6. Похибка розрахунку нормальної сили у фрикційному контакті за формулою $N_i = (Q_H + Q_i) \sin \varphi$ складає 1,76% (2,155 і 2,117 кН) – для теоретичного розрахунку і 0,91% (2,098 і 2,117 кН) – для експериментальних даних.

4.5.3. Дослідної конструкції фрикційного вузла. Розглянемо результати стендових випробувань конструкції фрикційного вузла з ділянками, схема яких зображена на рис. 4.6. Дослідні результати розподілу питомого навантаження по довжині припрацьованої фрикційної накладки для $f=0$ і $f=0,35$ показано на рис. 4.11 а і б відповідно у вигляді стовпчикових діаграм. Рис. 4.11 в, г ілюструє розподіл лінійного зношування накладки та питомого навантаження фрикційної пари після зношування протягом 20 год. при натягу набігаючої гілки стрічки $Q_H=4,060$ кН. Для одержання розрахункових значень (графіки 1 і 2 на цих рисунках) створена та досліджена двовимірна SE-модель ділянки гальмівного вузла (рис. 4.12).

Жорстке з'єднання між стрічкою, прокладкою та фрикційною накладкою моделі реалізовано завдяки так званому „склеюванню” деталей моделі в місцях їхнього контакту [6]. „Склеювання” не дає змоги розірвати контакт і зміщуватися деталями по поверхні контакту. Граничні умови моделі – обмеження тангенціального та кутового переміщення закріпленого перерізу гальмівної стрічки та радіального переміщення фрикційного контакту. Силове навантаження моделі – тангенціальна сила натягу стрічки $Q_H=4,060$ кН і згинальний момент $M=0,998$ Н·м. Останній розраховано за методикою, описаною в підрозділі 2.2.

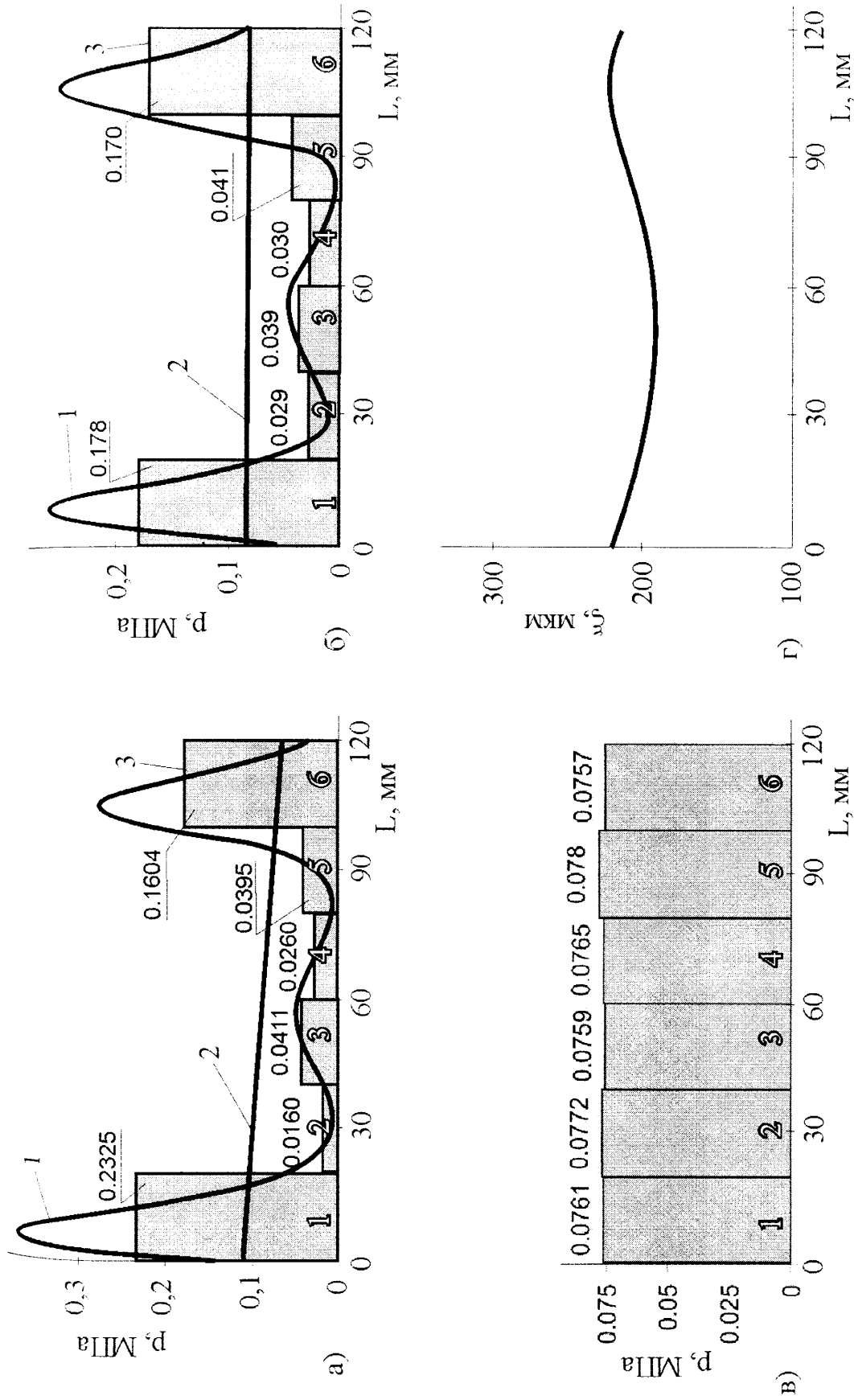


Рис. 4.11 а, б, в, г. Розподіл питомих навантажень (а, б, в) та лінійного зношування (г) пари тертя ділянки фрикційного вузла удосконаленої конструкції після 20 год. роботи при:
 а – $f=0$; б, в – $f=0,35$; 1 – теоретичний розрахунок SE-моделі ділянки вузла; 2 – лінійна регресія опису теоретичного розподілу за рівнянням (2.26); 3 – гістограма експериментального розподілу

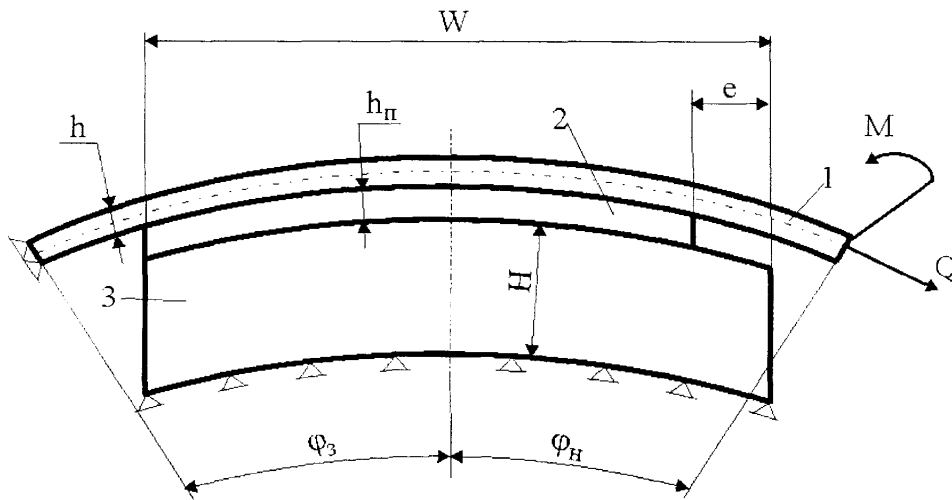


Рис. 4.12. СЕ-модель ділянки фрикційного вузла удосконаленої конструкції для дослідження розподілу питомих навантажень у парі тертя:

1 – гальмівна стрічка; 2 – прокладка; 3 – фрикційна накладка

З аналізу даних рис. 4.11 і з порівняння з даними рис. 4.9 можна зробити такі узагальнення:

1. Наявність прокладки, зміщеної від краю набігаючої ділянки фрикційної накладки на величину $e=10,8$ мм призводить до перерозподілу питомого навантаження у фрикційному контакті. Від’ємний нахил лінії регресії (пряма 2 на ис. 4.11 а) при $f=0$ свідчить про зменшення навантаження на набігаючій ділянці а його збільшення на збігаючій. Сила тертя (див. рис. 4.11 б) вирівнює авантаження обох ділянок – нахил лінії регресії складає $0,00002$, тобто в 22 рази менший за нахил такої лінії на рис. 4.9 б.

2. Розподіл питомого навантаження фрикційного контакту після зношування протягом 20 год. (див. рис. 4.11 в) близький до рівномірного та складає $1,0766 \pm 0,0014$ МПа, тобто розсіяння значень не перевищує 3,6%. Розсіяння начень питомого навантаження для аналогічних умов роботи серійної конструкції фрикційного вузла склало 63,8%.

3. Середнє лінійне зношення накладки становить 201 мкм, що менше на 64% порівняно зі зношенням накладки традиційної конструкції (див. рис. 4.9).

4. Розподіл лінійного зношення по довжині накладки більш рівномірний – відхилення від середнього значення складає +19 і –13 мкм. Найбільший знос спостерігається на ділянці накладки на рівні країв прокладки – 220 і 216 мкм.

Порівняємо вплив зміни натягу набігаючої гілки стрічки (0,4096, 1,408, 2,734 і 4,060 кН, або в процентах відносно найбільшого (4,060 кН) натягу: 10,09, 34,68 і 67,34%) на розподіл питомого навантаження по довжині фрикційного контакту гальмівної ділянки нової конструкції (див. рис. 4.13) із серійною конструкцією (див. рис. 4.10). З гістограм і кривих 1, 2 і 3 цих рисунків видно, що запропонована конструкція істотно знижує рівень нерівномірності розподілу питомого навантаження. При цьому зменшуються як середні, так і найбільші питомі навантаження на всіх ступенях зміни натягу стрічки. Відхилення середніх значень питомих навантажень фактичних (крива 2 на рис. 4.13 г) від номінальних (пряма 1 на цьому ж рисунку) складає 0,0053, 0,0034 і 0,0051 МПа відповідно для трьох ступеней зміни натягу стрічки. Для усунення залишкового відхилення фактичних величин питомого навантаження від номінальних слід, очевидно, ще збільшити циліндричну жорсткість ділянки фрикційного вузла.

На завершення розгляду експериментальних стендових досліджень стрічково-колодкового гальма оцінимо можливість використання залежностей, запропонованих на основі теорії подібності і методу аналізу розмірностей для передбачення натурних параметрів. Крім того, визначимо інтенсивність зношування натурних накладок – параметра, який використовувався для теоретичних досліджень у підрозділах 2.3 і 3.2.

Розглянемо зв'язок між натурними та модельними значеннями середнього питомого навантаження у фрикційному контакті. Згідно із залежністю (4.2)

$$p_H = p_M \cdot \frac{m_Q \cdot m_\varphi}{m_Z \cdot m_W} = 0,0757 \cdot \frac{39,401 \cdot 0,571}{1 \cdot 1} = 1,706 \text{ МПа,}$$

де $p_M = 0,0757 \text{ МПа}$;

$$m_Q = \frac{160}{4,06} = 39,40 \text{ (див. табл. 3.4);}$$

$$m_\varphi = \frac{9,65}{16,9} = 0,571 \text{ (див. табл. 3.4).}$$

За даними табл. 3.5 середнє питоме навантаження для варіанта навантаження ³ дорівнює 1,864 МПа. Розбіжність між отриманим і розрахунковим значеннями складає 8,5%, що допустимо для такого роду порівняння.

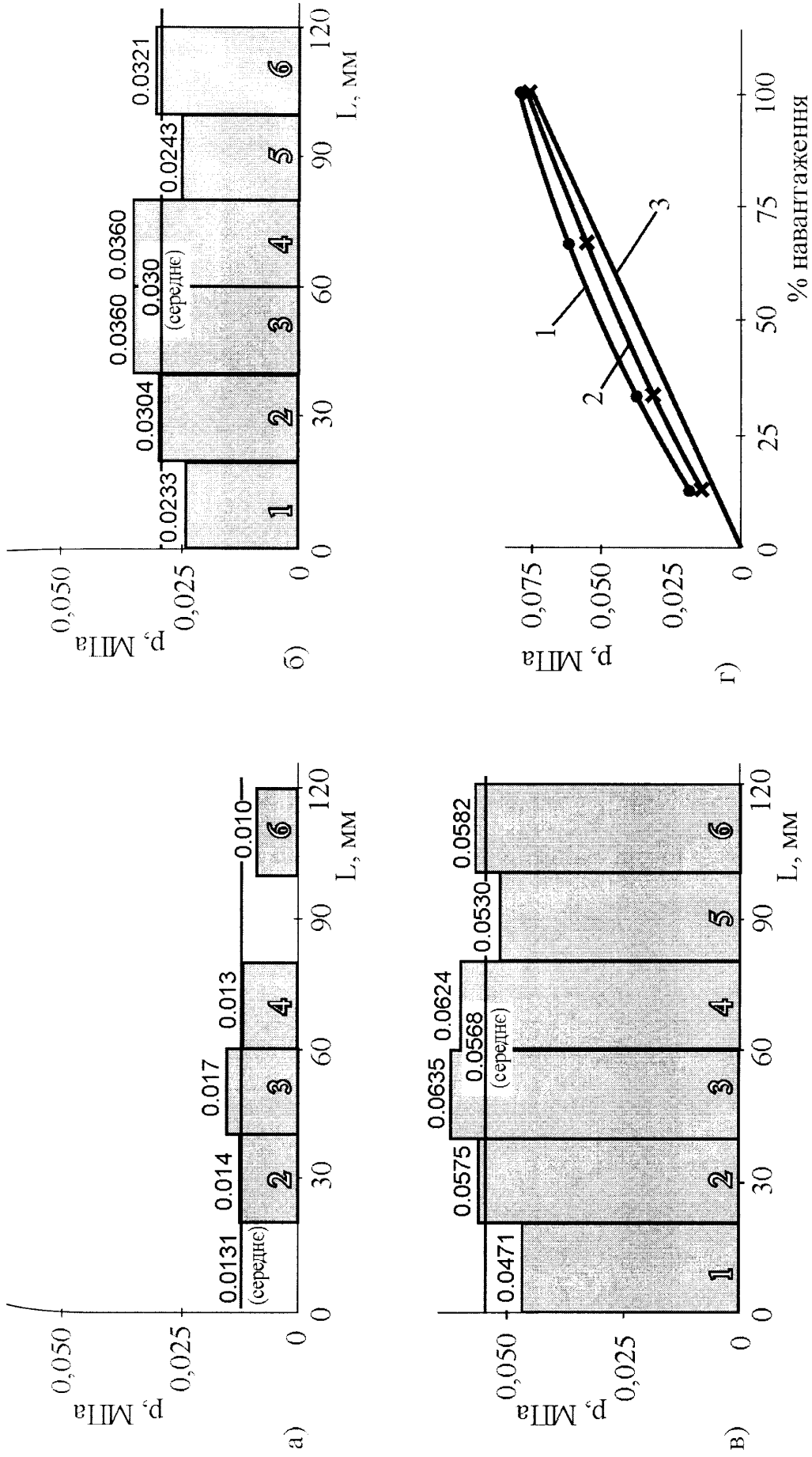


Рис. 4.13 а, б, в, г. Гістограми розподілу середнього питомого навантаження (а, б, в) на ділянках (1, 2, ..., 6) накладки нової конструкції ділянки фрикційного вузла та зміна найбільшого (1), середнього (2) і номінального (3) питомого навантаження від натягу гальмівної стрічки (г): а – 10,09%; б – 34,68%; в – 67,34%.

Інтенсивність зношування натурних фрикційних накладок традиційної конструкції оцінюємо за формулою (4.3):

- для варіанта навантаження 1 (див. табл. 3.4)

$$I_{H.1} = I_M \cdot \frac{m_Q \cdot m_\phi \cdot m_u}{m_Z \cdot m_u} = 5,8 \cdot 10^{-10} \frac{39,401 \cdot 0,399 \cdot 3,82}{1 \cdot 1} = 3,5 \cdot 10^{-8};$$

- для варіанта навантаження 3 з $m_\phi=0,571$

$$I_{H.3} = 5,8 \cdot 10^{-10} \frac{39,401 \cdot 0,571 \cdot 3,82}{1 \cdot 1} = 5,0 \cdot 10^{-8}.$$

Аналогічно отримуємо значення інтенсивності зношування накладок для удосконаленої конструкції фрикційного вузла (при $I_M=5,3 \cdot 10^{-10}$): $I_{H.1}=3,2 \cdot 10^{-8}$ та $I_{H.3}=4,6 \cdot 10^{-8}$.

Відомі дані про інтенсивність зношування фрикційного матеріалу ФК-24А в контакті зі сталлю [85]. Вони становлять 0,15 і 0,25 мкг/Дж при температурі 200 і 300°C відповідно. Автори довідника [85] зазначають, що наведені величини є тільки оцінювальними. Для їхнього порівняння з результатами, отриманими в даній роботі, останні слід звести до одиниць виміру мкг/Дж:

- для серійної конструкції фрикційного вузла

$$I'_{H.1} = I_{H.1} \frac{d}{f \cdot p} = 3,5 \cdot 10^{-8} \frac{2,3 \cdot 10^6}{0,35 \cdot 1,306} = 0,18 \frac{\text{мкг}}{\text{Дж}}; \quad I'_{H.3} = 5,0 \cdot 10^{-8} \frac{2,3 \cdot 10^6}{0,35 \cdot 1,864} = 0,18 \frac{\text{мкг}}{\text{Дж}};$$

- для удосконаленої конструкції фрикційного вузла

$$I'_{H.1} = 3,2 \cdot 10^{-8} \frac{2,3 \cdot 10^6}{0,35 \cdot 1,306} = 0,16 \frac{\text{мкг}}{\text{Дж}}; \quad I'_{H.3} = 4,6 \cdot 10^{-8} \frac{2,3 \cdot 10^6}{0,35 \cdot 1,864} = 0,16 \frac{\text{мкг}}{\text{Дж}}.$$

Отже, отримані результати сумірні з відомими даними. Підкреслимо, що рівність $I_{H.1}$ та $I'_{H.3}$ є підтвердженням можливості використання теорії подібності і методу аналізу розмірностей для визначення параметрів натурних конструкцій стрічково-колодкових гальм.

Оцінимо параметр лінійного зношування V_3 , що використовувався у формулі (2.24). Його можна розрахувати за формулою $V_3 = I_H \cdot V$. Для варіанта навантаження 3 він складає $3,5 \cdot 10^{-8} \cdot 20 = 7,0 \cdot 10^{-7}$ м/с. При цьому параметр t матиме одиницю виміру секунду.

Таким чином, описані вище результати теоретичних та експериментальних досліджень дають підстави для розробки напрямів удосконалення конструкції фрикційного вузла.

Висновки

1. Стендовими експериментальними випробуваннями моделей фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок встановлено (за критерієм Фішера при 95% довірчій імовірності) адекватність теоретичних моделей:

- аналітичної напружено-деформованого стану ділянки гальмівної стрічки над і між фрикційними накладками;
- скінчено-елементної фрикційної накладки для визначення розподілу питомих навантажень у парах тертя при зношуванні фрикційної накладки.

2. На основі даних стендових випробувань проведена оцінка експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Показана можливість і доцільність застосування теорії подібності і методу аналізу розмірностей для оцінки параметрів натурних конструкцій гальм бурових лебідок на прикладах оцінювання (похибки оцінювання складають 1,0-8,5%):

- згинального моменту гальмівної стрічки;
- середнього питомого навантаження фрикційного контакту;
- інтенсивності зношування фрикційних накладок.

3. Стендовими випробуваннями встановлено, що удосконалення конструкції фрикційного вузла – підвищення його жорсткості завдяки використанню прокладки, жорсткого кріплення стрічки з накладкою та прокладкою, а також зменшення ділянки прикладення сили до накладки з боку набігаючої гілки стрічки дає змогу вирівняти розподіл питомих навантажень по довжині накладок з 63,8% до 3,6%, що знижує інтенсивність їхнього зношування з 0,18 до 0,16 мкг/Дж, тобто на 11%.

РОЗДІЛ 5

УТОЧНЕНІ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ І УДОСКОНАЛЕНІ КОНСТРУКЦІЇ ФРИКЦІЙНОГО ВУЗЛА СТРИЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

5.1. Напрями удосконалення фрикційних вузлів гальма та методики розрахунку його експлуатаційних параметрів

Отримані в попередніх розділах результати теоретичних та експериментальних досліджень НДС фрикційного вузла та його елементів при зношуванні накладок дають підстави вважати, що вдосконалення потребують як конструкція фрикційного вузла, так і методика розрахунку його елементів та експлуатаційних параметрів гальма. Зупинимось докладніше на кожному з названих напрямів.

Напрями удосконалення конструкції фрикційного вузла можна окреслити на підставі виявлених особливостей роботи вузла та його складових.

Так, дослідженнями встановлено, що істотна нерівномірність розподілу витомих навантажень по довжині фрикційної накладки в її контакті з гальмівною стрічкою та шківом і, як наслідок, нерівномірне та прискорене зношування накладки, особливо при зміні навантаження, пов'язані з низькою жорсткістю ділянки вузла. Тому для вирівнювання зношування накладки по її довжині слід істотно підвищувати жорсткість при згині ділянок фрикційного вузла. Жорсткість ділянки фрикційного вузла має наближатись до жорсткості накладки в колодкових або шарнірно-колодкових гальмах.

Підвищення жорсткості ділянки фрикційного вузла можна реалізувати через підвищення жорсткості:

- фрикційної накладки – її армування жорстким сталевим каркасом на довщину, що залишається незношеною в результаті повної її експлуатації;
- ділянки гальмівної стрічки над накладкою шляхом прикріплення до неї жорсткого сталевих каркаса або сталевих пластини;

- ділянки вузла за рахунок жорсткого кріплення фрикційної накладки до стрічки, наприклад двома рядами болтових з'єднань;
- ділянки вузла комбінованим способом, тобто поєднання двох або трьох названих вище способів.

Нерівномірний розподіл питомого навантаження по довжині накладки, пов'язаний зі зміною сили натягу стрічки по її довжині та консольним кріпленням накладки до стрічки можна зменшити завдяки зміні кута φ – зменшувати кут φ на набігаючій ділянці та збільшувати його на збігаючій. Умову $\varphi_n < \varphi_z$ можна реалізувати шляхом:

- збільшення кроку розміщення накладок вздовж стрічки від її набігаючої ділянки до збігаючої;
- виконання фаски на зовнішній поверхні накладки з боку набігаючої гілки стрічки;
- розміщення між стрічкою і накладкою сталеві прокладки, край якої з боку набігаючої гілки стрічки відступає від краю накладки на ширину згаданої вище фаски.

Нерівномірне зношування фрикційних накладок по довжині стрічки зумовлено двома причинами. Перша, загальновідома, – зміна натягу стрічки по її довжині. Друга, виявлена в ході виконаних досліджень, – пов'язана з роботою вузла на початку гальмування. Для подолання першої причини відомі ряд способів (див. огляд літератури з цієї проблеми у розділі 1). Однак усі вони не набули поширення в серійних фрикційних вузлах гальм бурових лебідок. На наш погляд, найбільш перспективним з них є регулювання кроку розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки [11, 43, 44]. Проведені дослідження показали, що при значних кроках у стрічці виникають великі напруження згину, які кількакратно перевищують напруження розтягу від сили натягу стрічки. Тобто зони стають визначальними для міцності стрічки. Це, очевидно, є основною причиною обмеження використання цього напрямку. Тому для його практичної реалізації потрібна, по-перше, методика розрахунку напружень у стрічці з накладками, розміщеними на ній зі змінним кроком, а по-друге, – методика

розрахунку кроку розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки, вдосконалена в напрямку стабілізації навантажень усіх накладок і рівновеликої міцності стрічки.

Друга причина, а саме підвищене зношування накладок, розміщених в середній ділянці стрічки і біля її збігаючої гілки, зумовлена, як показано в підрозділі 3.3 даного розділу, тим, що саме ці накладки першими контактують зі шківом на початку гальмування. Більше того, такі перші контакти ініціюють інтенсивні поперечні коливання фрикційного вузла, які підсилюють силову взаємодію цих накладок зі шківом і, як наслідок, інтенсифікують їхнє зношування. Для усунення вказаної причини пропонується зміна розміщення пристроїв регулювання зазора.

Умови для раціонального розміщення пристроїв регулювання раціонального зазора впливають із формулювання експлуатаційного призначення цих пристроїв:

- забезпечити більш рівномірний радіальний зазор між накладками та шківом у розімкненому гальмі;
- забезпечити на початку гальмування накладки поступовий вхід у контакт зі шківом, починаючи від накладки на набігаючій гілці. Передбачається, що така послідовність входу накладок у процес гальмування підвищить плавність гальмування, зменшить до мінімуму поперечні коливання фрикційного вузла, дари, шум і підвищене зношування. Зауважимо, що така вимога та спосіб її реалізації пропонується вперше.

Для реалізації другої функції пристроїв регулювання радіального зазора слід прийняти до уваги наступне. Перша накладка з боку набігаючої гілки стрічки в результаті регулювання зазора для компенсації значного зношування накладок і шківів може зміщатися так, що майже повністю виходить із контакту зі шківом. Крім того, підвищене або зменшене зношування окремих накладок завдяки стрічці частково поширюється і на сусідні накладки. Тому кут ψ_K розміщення накладки, яка першою має входити в контакт зі шківом на початку гальмування, орієнтовно порівнює кутовому розміщенню 4-5 накладок: дві накладки від набігаючої гілки

стрічки та ще дві-три до місця першого контакту фрикційного вузла зі шківом на початку гальмування (див. п.3.3.2). Отже, $\psi_K=9\varphi$. При $\varphi=5,5-6,75^\circ$ $\psi_K=49-61^\circ$.

Удосконалення методик розрахунку фрикційного вузла та експлуатаційних параметрів гальма охоплюють такі розрахунки:

- еквівалентних напружень у гальмівній стрічці з урахуванням впливу згинальних моментів та належності стрічки до класу тонкостінних оболонок, а не до стрижнів;
- гальмівної сили та моменту, що розвивається стрічково-колодковим гальмом, з урахуванням наявності проміжку між накладками на стрічці й умови, що сума моментів сил, які діють на ділянку фрикційного вузла, рівна нулеві, а також повороту накладки на кут λ внаслідок нерівномірного її зношування;
- раціонального кутового розміщення фрикційних накладок за критеріями рівномірного навантаження та зношування усіх накладок і рівновеликої міцності стрічки.

Раніше ніж розглянути способи удосконалення конструкції фрикційного вузла покажемо можливість підвищення точності розрахунку експлуатаційних параметрів гальма. Це дасть змогу точніше обґрунтувати і продемонструвати переваги пропонованих змін конструкції та їхній вплив на найважливіші експлуатаційні параметри гальма в цілому.

5.2. Методики розрахунку експлуатаційних параметрів гальма

5.2.1. Обґрунтування вибору розрахункової схеми. Як вказувалось у розділі 1, для виявлення впливу конструктивних параметрів фрикційного вузла, його силової навантаженості і коефіцієнта тертя у фрикційних парах на експлуатаційні параметри гальма використовують рівняння статичної рівноваги або для елементарних нескінченно малих ділянок фрикційного вузла (методика Л.Ейлера), або для його масивних ділянок, наприклад з однією фрикційною накладкою та прилеглою до неї ділянкою гальмівної стрічки.

Взагалі, застосування останньої методики є більш обґрунтованим для стрічково-колодкових гальм, оскільки вона дає змогу врахувати такі особливості конструкції, як спосіб кріплення накладок до стрічки, проміжок між окремими накладками, змінний крок розміщення накладок на дузі охоплення стрічки тощо. Натомість застосування методики Л.Ейлера стає проблематичним для врахування вказаних параметрів конструкції фрикційного вузла гальма.

Точність розрахунку за допомогою фундаментальних рівнянь статичної рівноваги залежить від спрощень та припущень, які приймаються при наповненні вісмом цих рівнянь. Тому вибір того чи іншого рівняння залежить від можливості уникнення надмірних спрощень при збереженні простоти викладок та кінцевих формул. Важливу роль у виборі рівняння статичної рівноваги відіграє також наявність емпіричної або теоретично обґрунтованої інформації про допустимість певних спрощень або про наявність встановлених силових зв'язків.

Результати теоретичних і експериментальних досліджень (див. розділи 3 і 4) показали, що співвідношення сил, на яких ґрунтуються існуючі методи розрахунку експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок [43, 49, 51, 100] не підтверджуються співвідношеннями силової взаємодії фрикційної накладки зі спряженими деталями. Так, в розділах 3 і 4 засобами скінчено-елементного та фізичного моделювання показано, що сила тертя F між накладкою та шківом пов'язана з різницею ΔQ сил натягу набігаючої та збігаючої ділянок стрічки залежністю (3.18). Ця залежність є цілком однозначно рівнянням статичної рівноваги фрикційної накладки – суми моментів цих сил відносно осі гальмівного шківа. Підкреслимо, що це рівняння строго відображає умову рівноваги накладки, оскільки сума моментів сил тертя не залежить від розподілу цих сил у фрикційній парі, а натяг стрічки над накладкою в місці їхнього кріплення, як встановлено в підрозділі 3.1, практично дорівнює натягу стрічки між накладками. Більше того, усі інші сили є радіальними. Тому у це рівняння рівноваги вони не входять (рис. 5.1, а).

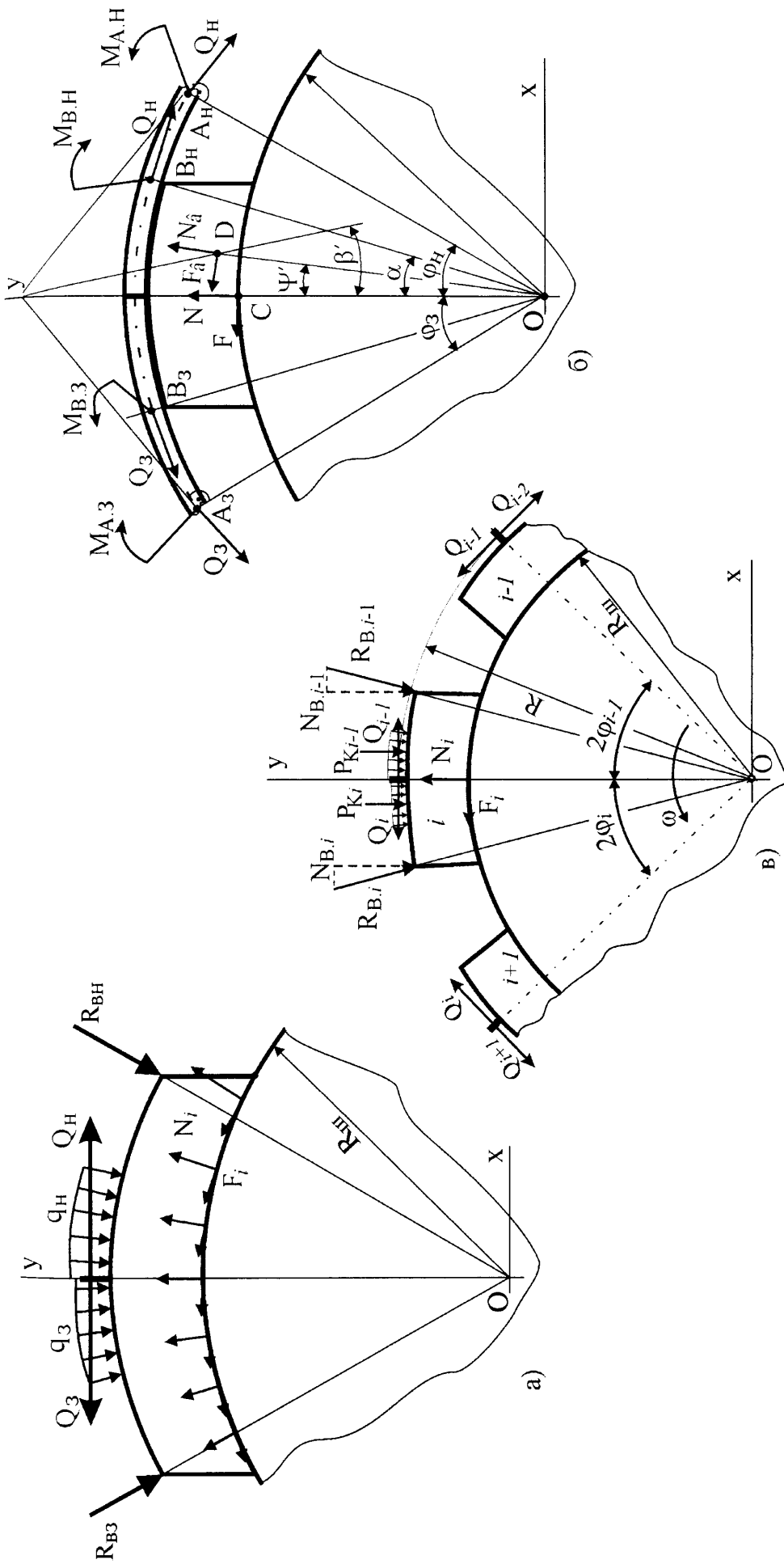


Рис. 5.1 а, б, в. Схеми силової взаємодії фрикційної накладки зі спряженими деталями ділянки фрикційного вузла

Натомість багато дослідників (зокрема ті, хто для аналізу статичної рівноваги накладки не опиралися на залежність Л.Ейлера [43, 49, 51, 100]) для опису статичної рівноваги ділянки фрикційного вузла використовували суму проекцій сил на вісь Ox . Для одержання відносно простих формул (залежностей між Q і F) такий підхід потребував введення істотних спрощень. Основним з них є припущення, що точка прикладення сумарних векторів нормальних сил N і сил тертя F лежить на осі симетрії накладки (рис. 5.1, б).

Однак таке припущення передбачає якщо не рівномірний розподіл сил тертя в контактній „накладці – шків”, то, принаймні, симетричний. Проте результати наших модельних досліджень (див. розділ 3) не підтверджують цього. Більше того, теоретичні дослідження колодкових [11] і колодково-шарнірних [100] гальм однозначно показують, що точка прикладення векторів сил N і F зміщується у сторону набігаючої гілки на кут ψ' або кут β' (див. рис. 5.1, б), а величина ψ' або β' тим більша, чим більший коефіцієнт тертя і кут охоплення накладкою шківа. Зауважимо, що між ділянкою фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма і колодкою колодкового або шарнірно-колодкового гальма є певна подібність [23].

Підсумовуючи викладене можна вважати, що рівняння статичної рівноваги накладки у вигляді суми моментів відносно осі шківа забезпечить вищу точність розрахунку експлуатаційних параметрів гальма. Слід підкреслити, що для розгляду рівноваги вибирається лише фрикційна накладка (рис. 5.1, а), а не накладка зі стрічкою (рис. 5.1, б). Справа в тому, що для схеми на рис. 5.1, б в рівнянні рівноваги (сума моментів) потрібно додатково врахувати згинальні моменти, що діють, як це встановлено в підрозділі 3.1, у перерізах стрічки A або B . Крім того, для рівняння рівноваги (суми моментів) з урахування точок (перерізів) A_1 і A_3 в моментах сил Q_{i-1} і Q_i слід врахувати зміну радіуса дії цих сил на величину прогину гальмівної стрічки. Все це ускладнить розрахункові вирази і спричинить втрату точності.

Перейдемо до обґрунтування вибору другого рівняння рівноваги фрикційної накладки. Тут можливі всього два варіанти: рівність нулевій суми проекцій сил на вісь Ox або на вісь Oy . З міркувань простоти і точності віддаємо перевагу другому

варіанту, оскільки в підрозділі 3.1 встановлено, що сума проєкцій сил, які діють на фрикційну накладку з боку гальмівної стрічки, на вісь Oy ($P_a + R_B \cdot \cos \alpha$) дорівнює $\mu \sin \varphi$. Стосовно реакції від гальмівного шківів відмітимо наступне. Аналітичні залежності для виявлення кутового розміщення цієї реакції (кут ψ , див. рис. 5.1, а), як це видно з роботи [11], складні навіть за спрощеного підходу до розподілу навантажень у парі тертя. Тому для спрощення розрахункової схеми приймаємо, як і в багатьох дослідженнях [43, 49, 51, 100], що реакція з боку гальмівного шківів прикладена до накладки в площині її симетрії, наприклад у точці C (рис. 5.1, б). При цьому сила тертя і нормальна сила приймаються рівними арифметичній сумі цих сил (F і N) у парі тертя. Допустимість такого спрощення оцінимо нижче, порівнюючи результати розрахунків з даними модельних досліджень. Отже, приймаємо остаточну розрахункову схему, показану на рис. 5.1 в.

5.2.2. Оцінки експлуатаційних параметрів гальма. Розглянемо сили, що діють на i -накладку гальма (рис. 5.1 в). Від попередньої $i-1$ -накладки на i -ту діє сила натягу стрічки Q_{i-1} , а від наступної – сила Q_i . В радіальному напрямку з боку стрічки діють розподілені сили q_{i-1} і q_i та зосереджені $R_{B,i-1}$ і $R_{B,i}$. Їхні проєкції на вісь Oy – $P_{K,i-1}$, $P_{K,i}$ та $N_{B,i-1}$ і $N_{B,i}$ відповідно. Між ними та силами натягу стрічки відомий зв'язок $P_{K,i} + N_{B,i} = Q_i \cdot \sin \varphi_i$, $P_{K,i-1} + N_{B,i-1} = Q_{i-1} \cdot \sin \varphi_{i-1}$ (див. підрозділ 3.1). З боку гальмівного шківів на i -накладку діють сили N_i – нормальна складова реакції, і F_i – сила тертя ковзання. При цьому $F_i = N_i \cdot f$, де f – коефіцієнт тертя ковзання у парі „накладка – шків”. У подальшому викладі вважаємо, що коефіцієнт тертя є деякий усереднений для всього фрикційного вузла гальма, а накладки на стрічці розміщаються з довільним кроком, тобто кути φ на набігаючій і збігаючій ділянках можуть не бути рівними між собою.

Запишемо рівняння рівноваги для i -накладки:

$$\sum M_O = 0; \quad (Q_{i-1} - Q_i) \cdot R - F_i \cdot R_u = 0; \quad (5.1)$$

$$\sum F_y = 0; \quad Q_{i-1} \cdot \sin \varphi_{i-1} + Q_i \cdot \sin \varphi_i - N_i = 0. \quad (5.2)$$

Сумісний розв'язок рівнянь (5.1) і (5.2) з урахуванням зв'язку між F_i та N_i дає залежності для визначення сили гальмування для i -накладки

$$F_i = f(Q_{i-1} \cdot \sin \varphi_{i-1} + Q_i \cdot \sin \varphi_i) = f \cdot Q_{i-1} \cdot \sin \varphi_{i-1} \left(1 + \frac{Q_i \cdot \sin \varphi_i}{Q_{i-1} \cdot \sin \varphi_{i-1}} \right) \quad (5.3)$$

відношення сил натягу на збігаючих та набігаючих ділянках стрічки

$$\frac{Q_i}{Q_{i-1}} = \frac{1 - f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 + f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi_i}. \quad (5.4)$$

Знайдемо залежність натягу стрічки біля i -накладки через натяг Q_H набігаючої гілки гальмівної стрічки. Для цього, використовуючи формулу (5.4), проаналізуємо таку послідовність для Q_1, Q_2, \dots, Q_i

$$Q_1 = Q_H \cdot \frac{1 - f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi_0}{1 + f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi_1};$$

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{1 - f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi_1}{1 + f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi_2} = Q_H \cdot \frac{1 - f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi_0}{1 + f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi_1} \cdot \frac{1 - f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi_1}{1 + f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi_2}.$$

Тоді на підставі виявленої закономірності запишемо вираз для визначення натягу гальмівної стрічки біля i -накладки

$$Q_i = Q_H \prod_{i=1}^i \frac{1 - f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 + f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi_i}. \quad (5.5)$$

Збігаюча гілка стрічка ($i=n$) має натяг

$$Q_3 = Q_H \prod_{i=1}^n \frac{1 - f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 + f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi_i}, \quad (5.6)$$

де n – кількість накладок на дузі охоплення стрічки.

У випадках постійного кроку розміщення накладок на дузі охоплення стрічки $\varphi_i = \varphi_{i-1} = \varphi$ вираз (5.6) спроститься

$$Q_3 = Q_H \cdot \left(\frac{1 - f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi}{1 + f \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin \varphi} \right)^n. \quad (5.7)$$

Використання встановлених залежностей шляхом їхнього поєднання та простих перетворень дає змогу отримати формули для розрахунку експлуатаційних параметрів гальма або його ділянок:

1. Сили тертя F_i у фрикційній парі з i -накладкою залежно від натягу набігаючої гілки стрічки, конструктивних параметрів вузла та коефіцієнта тертя. Таку формулу можна отримати для випадку з постійним кроком розміщення накладок на дузі охоплення стрічки підстановкою формули (5.5) у рівняння (5.1) за умови, що $\varphi_1 = \varphi_{i-1} = \varphi$,

$$F_i = \frac{2fQ_H \sin \varphi}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi} \cdot \left(\frac{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi} \right)^{i-1}. \quad (5.8)$$

2. Гальмівна сила F_G , яка розвивається всім гальмом. Таку формулу отримуємо з урахуванням того, що F_G дорівнює сумі сил тертя на всіх накладках, а також з використанням залежності (5.1), перетвореної відносно F_i

$$F_G = \sum_{i=1}^n F_i = F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n = \frac{R}{R_u} \cdot (Q_H - Q_1 + Q_1 - Q_2 + Q_2 - Q_3 + \dots + Q_{n-1} + Q_n) \quad \text{або}$$

$$F_G = \frac{R}{R_u} \cdot (Q_H - Q_n). \quad (5.9)$$

Якщо врахувати залежність (5.6), то для гальм зі змінним кроком розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки

$$F_G = \frac{R}{R_u} Q_H \left(1 - \prod_{i=1}^n \frac{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_i} \right) \quad \text{або} \quad F_G = \frac{R}{R_u} Q_n \left(\prod_{i=1}^n \frac{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_i} - 1 \right), \quad (5.10)$$

а для гальм з постійним кроком розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки (з урахуванням залежності (5.7))

$$F_G = \frac{R}{R_u} Q_H \left[1 - \left(\frac{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi} \right)^n \right] \quad \text{або} \quad F_G = \frac{R}{R_u} Q_n \left[\left(\frac{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi}{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi} \right)^n - 1 \right]. \quad (5.11)$$

3. Гальмівного моменту

$$M_{\Gamma} = F_{\Gamma} \cdot R_{\text{м}} = R(Q_H - Q_3).$$

Врахування залежностей (5.10) і (5.11) дає відповідно формули для розрахунку M_{Γ} гальм зі змінним кроком розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки

$$M_{\Gamma} = Q_H \cdot R \cdot \left(1 - \prod_{i=1}^n \frac{1 - f \frac{R_{\text{м}}}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 + f \frac{R_{\text{м}}}{R} \cdot \sin \varphi_i} \right) \text{ або } M_{\Gamma} = Q_3 \cdot R \cdot \left(\prod_{i=1}^n \frac{1 + f \frac{R_{\text{м}}}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 - f \frac{R_{\text{м}}}{R} \cdot \sin \varphi_i} - 1 \right), \quad (5.12)$$

а для гальм з постійним кроком розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки

$$M_{\Gamma} = Q_H \cdot R \cdot \left[1 - \left(\frac{1 - f \frac{R_{\text{м}}}{R} \cdot \sin \varphi}{1 + f \frac{R_{\text{м}}}{R} \cdot \sin \varphi} \right)^n \right] \text{ або } M_{\Gamma} = Q_3 \cdot R \cdot \left[\left(\frac{1 + f \frac{R_{\text{м}}}{R} \cdot \sin \varphi}{1 - f \frac{R_{\text{м}}}{R} \cdot \sin \varphi} \right)^n - 1 \right]. \quad (5.13)$$

Перейдемо до аналізу отриманих залежностей. Формула (5.5) вказує на те, що при постійному кроці розміщення накладок на дузі охоплення стрічки (коли $\varphi_i = \varphi_{i-1} = \varphi$) її натяг зменшується після кожної накладки в напрямку від набігаючої до збігаючої гілки. Це зумовлює аналогічну зміну сили тертя (див. формулу (5.8)) у фрикційній парі з i -накладкою. Причому градієнт зміни як сили натягу, так і сили тертя найбільший біля кінця набігаючої гілки стрічки і найменший біля кінця збігаючої.

Гальмівна сила всього гальма (див. формулу (5.9)) залежить від різниці натягу обох гілок стрічки. Вплив відношення $R/R_{\text{м}}$ на експлуатаційні параметри невеликий. Різниця натягу гілок гальмівної стрічки тим більша, чим більший коефіцієнт тертя (див. вирази (5.6, 5.7, 5.10, і 5.11)) і чим більший кут охоплення (при незмінному куті φ – чим більша кількість накладок).

З аналізу формул (5.12) і (5.13) випливає, що гальмівний момент стрічково-колодкового гальма залежить від коефіцієнта тертя і конструктивних параметрів фрикційного вузла гальма подібно до сили тертя. Крім того, величина M_{Γ} є пропорційною до радіуса серединної поверхні гальмівної стрічки.

Зазначимо, що описані вище залежності (5.4-5.13) якісно збігаються із закономірностями, виявленими в практично всіх роботах [2, 5, 8, 11, 23, 25, 35, 41, 44, 48, 49, 87, 96], присвячених досліджуваній проблемі. Тому зупинимося на кількісних відмінностях результатів, отриманих у даній роботі, та відомих літературних даних.

Насамперед порівняємо запропоновану методику розрахунку з результатами модельного експерименту. Найпростіше це здійснити для сили тертя фрикційної пари з однією накладкою (табл. 5.1). З даних цієї таблиці випливає, що точність запропонованої методики розрахунку сили тертя досить висока. Крім того, сила тертя, отримана розрахунком за формулою (5.1), в усіх випадках дещо перевищує результати модельного експерименту. Таке завищене значення сили тертя чікуване, оскільки в рівнянні (5.2) використано не значення проекцій векторів N_b а F_b на вісь Oy , а суми цих величин (F і N) по поверхні фрикційного контакту. Цілком очевидно, що величини F і N внаслідок невеликої кривини площадки контакту дещо більші за відповідні їм модулі векторів N_b і F_b .

Таблиця 5.1

Порівняння сил тертя, розрахованих за формулою (5.1) та отриманих в ході модельного експерименту (див. табл. 3.2, додаток II)

Варіант навантаження, (див. додаток 3)	Сили тертя для однієї накладки, кН:		Похибка $\left(\frac{F_{5.1}}{F_m} - 1\right) \cdot 100$, %
	$F_{5.1}$, за формулою (5.1)	F_m , за даними модельного експерименту	
1	12,665	12,633	0,25
2	3,144	3,143	0,03
3	17,786	17,758	0,16

Порівняємо відомі методики розрахунку сили тертя для однієї накладки з даними модельного експерименту (див. табл. 5.2). Для цього використаємо методику, що набули найбільшого поширення в практиці проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, а саме: Л.Ейлера

$$(1.2) \quad (F = Q_H (1 - e^{-2f \cdot \varphi})) \quad [2], \quad \text{С.Раджабова} \quad (1.9) \quad F = Q_H \left(1 - \exp\left(-\frac{2f \cdot \varphi \cdot R_m}{R}\right)\right) \quad [53],$$

Порівняння сил тертя, розрахованих за відомими методиками, та отриманих модельним експериментом (див. дані табл. 5.1)

Автор (и)	Сили тертя F_f та похибки Δ_F відносно результатів модельного експерименту (табл. 5.1) для варіантів навантаження:					
	1		2		3	
	F , кН	Δ , %	F , кН	Δ , %	F , кН	Δ , %
Л.Ейлер [2]	12,669	0,28	3,146	0,10	17,794	0,20
С.Раджабов [53]	12,143	-3,88	3,015	-4,07	16,767	-5,58
В.Костицин, М.Іткіс, О.Ільський [43, 48-50]	12,729	0,76	3,161	0,58	17,974	1,22

В.Костицина, О.Ільського та М.Іткіса (1.3) $F = \frac{2f \cdot Q_H \cdot \operatorname{tg} \varphi}{1 + f \operatorname{tg} \varphi}$ [43]. Наведені формули

введені з формул, вказаних у таблиці 1.2, відповідно до дуги охоплення однієї накладки. Зазначимо, що хоча формули, які розроблені В.Костицином [43], М.Іткісом [49] та О.Ільським [51], мають різний вигляд (див. табл. 1.2), але усі вони шляхом тригонометричних перетворень зводяться до записаного вище вигляду.

Результати розрахунків (табл. 5.1 і 5.2) показують, що запропонована в даній роботі методика найкраще відповідає даним модельного експерименту. Близькою до рівня точності до запропонованої є методика Л.Ейлера, менш точною – В.Костицина. Методика С.Раджабова практично є непридатною для застосування через низьку точність. Оскільки методика автора дає найвищу точність розрахунку базового параметра – сили тертя, що створюється однією накладкою, – то подальші порівняння різних методик розрахунку експлуатаційних параметрів гальма, а саме відношення Q_H/Q_3 , виконаємо відносно запропонованої методики.

Зазначимо, що відношення Q_H/Q_3 є важливою характеристикою роботи фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм. Так, за допомогою цього відношення визначають гальмівні сили і момент (див. формули (5-9)-(5.13)). Відношення Q_H/Q_3 характеризує схильність гальмівного вузла до ривків та вібрацій під час усталеного гальмування, а також чутливість гальма до

регулювання процесу гальмування через зміну натягу Q_3 стрічки. Крім того, якщо прийняти в першому наближенні, що інтенсивність зношування фрикційних пар пропорційна до їхніх питомих навантажень, то чим більшою є величина Q_H/Q_3 , тим вищою є нерівномірність зношування накладок вздовж дуги охоплення.

Порівняємо величини відношень Q_H/Q_3 , отриманих розрахунком за методиками різних авторів (рис. 5.2). З аналізу даних табл. 5.3 і рис. 5.2 випливає, що похибка розрахунку експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм за відомими методиками відносно запропонованої збільшується зі зменшенням радіуса гальмівного шківів та збільшенням коефіцієнта тертя.

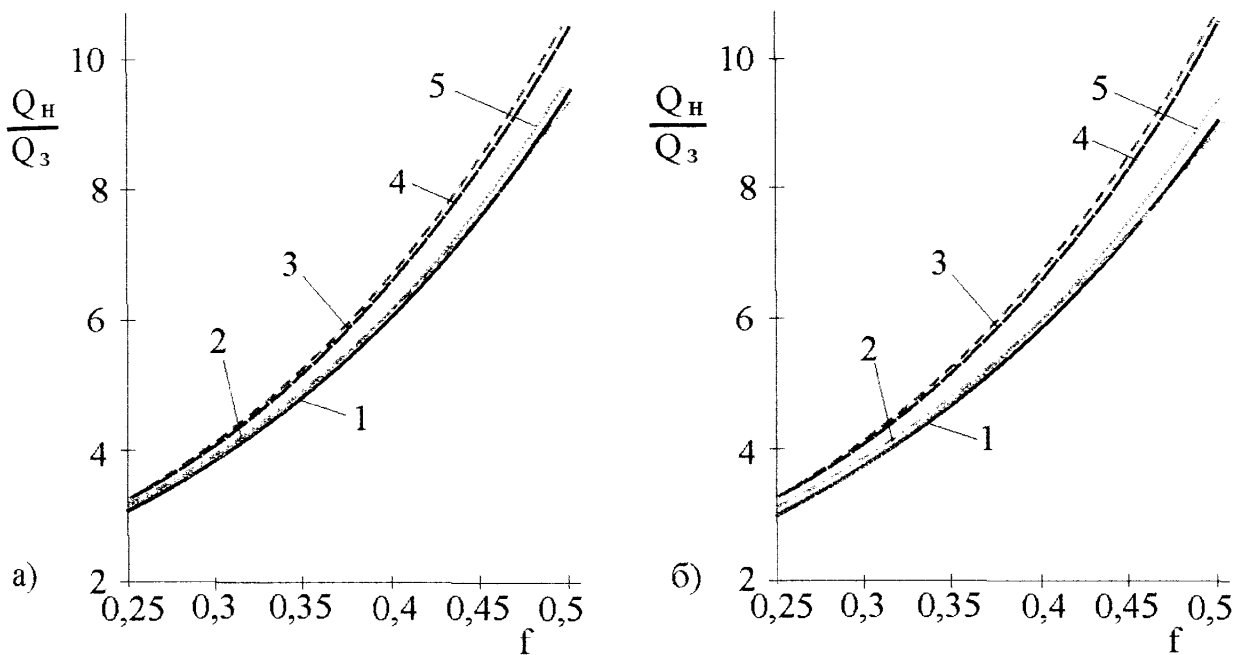


Рис. 5.2 а, б. Величини відношень сил натягу на набігаючій та збігаючій гілках стрічки при $R_w=725$ мм (а) і $R_w=500$ мм (б) за методиками:

1 – (5.7), 2 – (1.14), 3 – (1.13, 1.15), 4 – (1.12), 5 – (1.8)

Таке співвідношення точності можна пояснити, принаймні для методик, які ґрунтуються на використанні рівняння статичної рівноваги для масивних ділянок фрикційного вузла, спрощеннями та недостатньо точними припущеннями, закладеними у використуванні рівняння статички (див. пункт 5.2.1 і 5.2.2). Так, зменшення радіуса шківів за умови постійної довжини накладки збільшує кут охоплення накладкою шківів і збільшує зміщення фактичної точки прикладення реакцій N_b і F_b (кут ψ') від прийнятої (див. рис. 5.1 б). У тому ж напрямку діє збільшення коефіцієнта тертя.

**Похибки розрахунку Q_H/Q_3 за відомими методиками порівняно із
пропонованою (5.7)**

$R_{ши}$ мм	f	Відносна похибка розрахунку Q_H/Q_3 за методиками авторів, %:			
		С.Раджабова (1.16)	М.Александрова (1.14)	Л.Ейлера (1.12)	В.Костицина, О.Ільського, М.Іткіса (1.13, 1.15)
500	0,25	0,84	4,08	7,96	9,27
	0,35	1,61	3,08	11,24	13,23
	0,5	3,66	-0,95	16,16	19,50
725	0,25	0,51	2,49	5,43	6,04
	0,35	1,05	1,63	7,64	8,57
	0,5	2,55	-1,49	10,95	12,49

Неточність результатів розрахунку за Л.Ейлером зумовлена щонайменше двома причинами – методика не враховує, по-перше, наявності проміжку між фрикційними накладками і, по-друге, товщини стрічки та накладок. Врахування останнього чинника дало змогу істотно підвищити точність розрахунку за методикою С.Раджабова [53].

Підсумовуючи результати порівняння різних методик розрахунку конструктивних та експлуатаційних параметрів гальма можна вважати, що дана методика має найвищу точність порівняння з відомими. Аргументами на користь такого твердження є:

- запропонована методика ґрунтується на точнішій розрахунковій схемі;
- аналітичні результати практично збігаються з результатами модельних експериментів;
- результати розрахунків з використанням удосконалення інших методик (порівнюємо, наприклад, методики Л.Ейлера і С.Раджабова) мають тенденцію наближення до результату, отриманого за допомогою запропонованої методики.

Викладений вище аналіз ґрунтується на використанні постійних значень коефіцієнта тертя. В розділі 1 показано, що коефіцієнт тертя залежить від

питомого навантаження. Оцінимо вплив такої зміни на розподіл натягу гальмівної стрічки та середнього питомого навантаження для накладок механічного гальма стрічкової лебідки ЛБУ-1200 [80]. Для цього скористаємося експериментальними даними [8]: при зміні питомого навантаження від 35 до 160 кН коефіцієнт тертя зменшується з 0,345 до 0,25 при середньому його значенні 0,308. З графічних залежностей на рис. 5.3 випливає, що зазначені зміни коефіцієнта тертя умовляють збільшення питомого навантаження для 20-ої накладки гальма з 1,65 до 1,75 МПа (на 6,0%), а найменших навантажень для першої накладки – з 0,4 до 0,435 МПа (на 8,8%). Отже, зміна коефіцієнта тертя супроводжується вирівнюванням навантаження накладок по довжині стрічки.

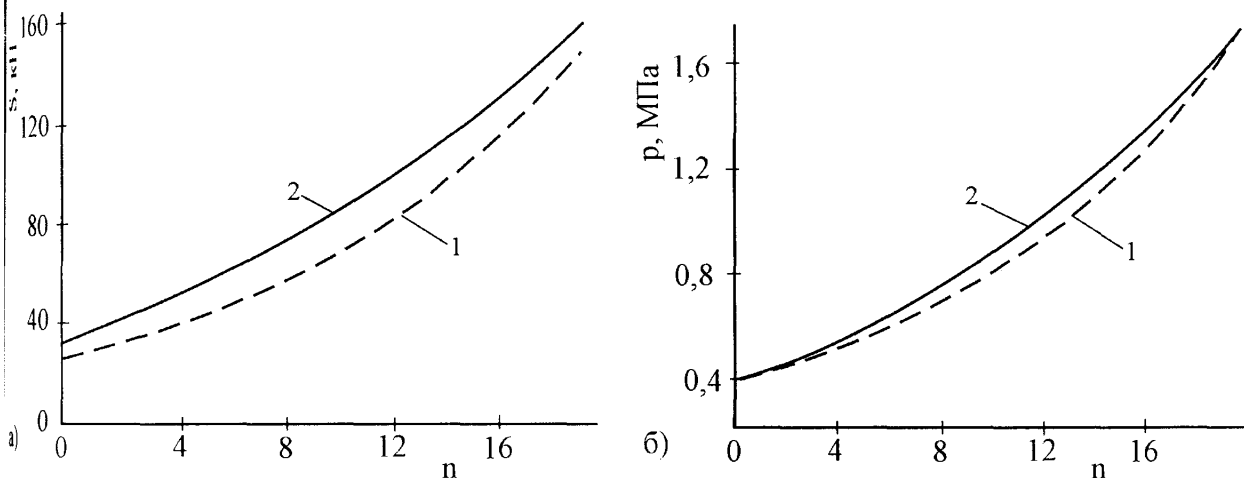


Рис. 5.3 а, б. Залежності зусилля натягу стрічки (а) і середніх питомих навантажень (б) накладок по довжині стрічки при постійному (1) та змінному (2) коефіцієнті тертя в стрічково-колодковому гальмі ЛБУ-1200

5.2.3. Уточнена методика розрахунку експлуатаційних параметрів. Нерівномірне зношування фрикційної накладки супроводжується, як встановлено модельними дослідженнями (див. підрозділ 3.2), її поворотом. Такий поворот накладки викликає зміну сил (їхніх величин і напрямків), що діють на неї з боку гальмівної стрічки та шківів. Врахування змін силової взаємодії накладки зі спряженими деталями, пов'язаних з її поворотом, лежить в основі подальшого уточнення методики розрахунку експлуатаційних параметрів гальма.

Зміну розміщення контакту „стрічка – накладка” ілюструє рис. 5.4 а, де суцільними лініями показано початкове положення елементів фрикційного вузла,

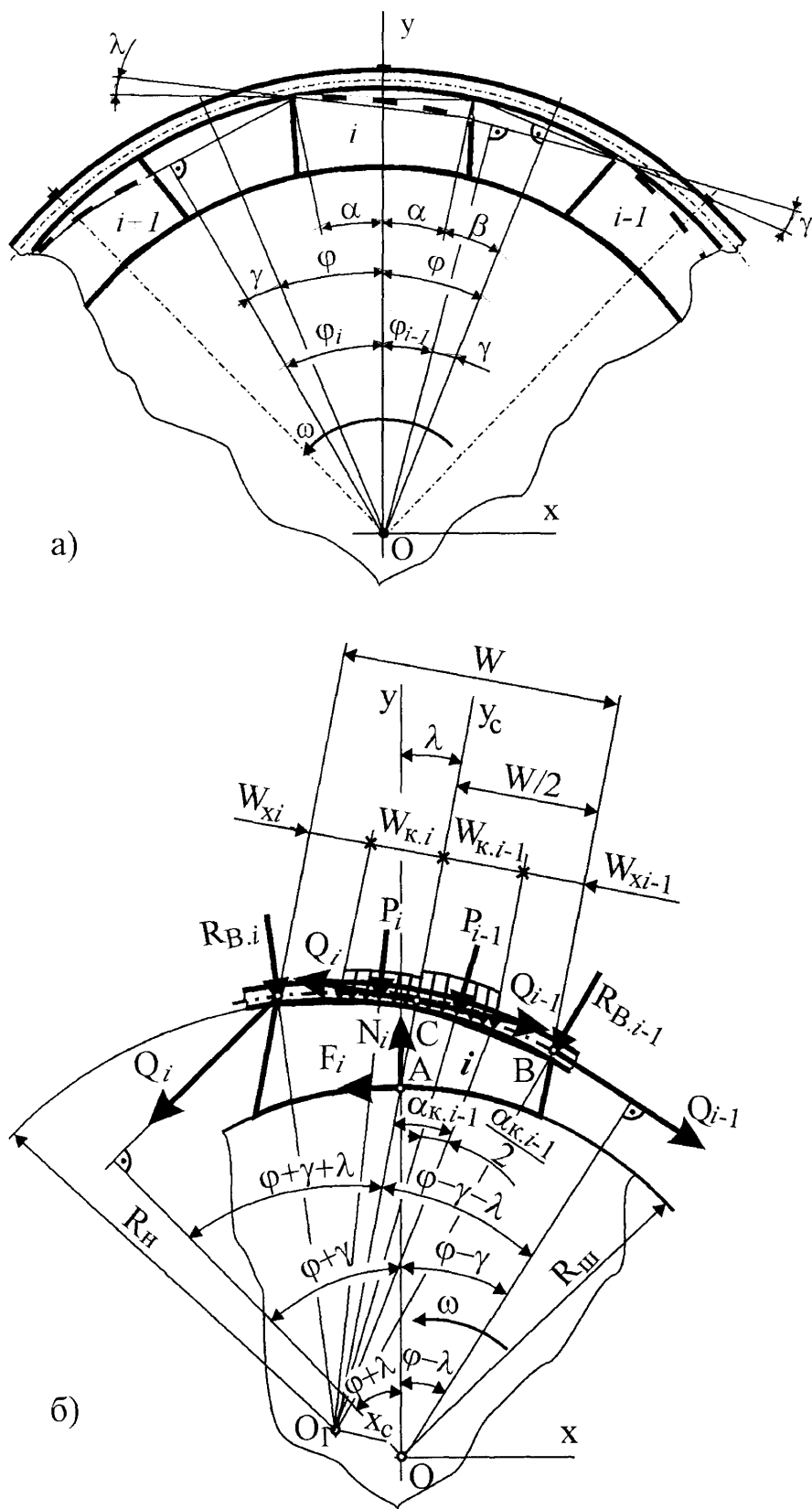


Рис. 5.4 а, б. Схема кутових змін деталей фрикційного вузла внаслідок нерівномірного зношування фрикційної накладки (а) і розподіл сил у контакті накладки зі спряженими деталями (б)

штриховими – після деякого зношування фрикційної накладки. Розглядається конструкція фрикційного вузла з постійним кроком розміщення накладок на дузі захоплення стрічки. Для спрощення аналізу на рисунку зображено тільки кутове зміщення (кути λ і γ), тобто та частина зміщення поверхні контакту накладки та стрічки, яка викликана різницею зношування набігаючої та збігаючої ділянки накладки. При цьому вважається, що різниця зношування відповідних точок сусідніх накладок неістотна. Оскільки кути λ і γ невеликі, зазвичай менші $1,5^\circ$, то з достатньою для подальшого аналізу точністю можна прийняти, що

$$\frac{\lambda}{\gamma} = \frac{2(\varphi - \alpha)}{2\alpha} = \frac{\varphi}{\alpha} - 1, \quad (5.14)$$

де λ – кут повороту поверхні контакту „накладка – стрічка”;

γ – кут повороту лінії контакту стрічки з крайніми точками сусідніх накладок.

Раніше ніж аналізувати умови рівноваги окремої фрикційної накладки в процесі гальмування, розглянемо сили (рис. 5.4 б), що діють у контакті „накладка – стрічка” (див. підрозділ 3.1):

1. Під дією сили натягу Q гальмівна стрічка притискається до накладки з циліндричною поверхнею контакту радіусом R_H на ділянці шириною W_K з рівномірно розподіленою силою q , а з краєм накладки – з силою R_B . За допомогою засобів математичного аналізу, використаних при виводі формули (2.3) покажемо, що рівнодійну P розподіленої сили q можна визначити за формулою

$$P = \int_{\alpha_K} 2 \cdot Q \cdot \sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) = \int_0^{\alpha_K} Q \cdot d\alpha = Q \cdot \alpha_K. \quad (5.15)$$

Сила P радіальна (як і q) і прикладена до середини ділянки стрічки.

2. На ділянці шириною W_x стрічка не контактує з накладкою. Величина W_x залежить від довжини L ділянки стрічки між накладками. Цю залежність у досить широкому діапазоні зміни L можна апроксимувати прямою лінією (див. рис. 3.2 а). Наприклад, відхилення від прямої лінії залежності W_x від L в діапазоні зміни останньої 5-40 мм для стрічки товщиною 5 мм не перевищує 6,2%. Оскільки $L = R(\varphi - \alpha)$, а для конкретної конструкції фрикційного вузла гальма кут α є постійною величиною (принаймні в процесі зношування фрикційного вузла

змінюється незначно), то можна вважати, що величина W_x лінійна відносно кута φ . Як видно з рис. 5.5, кут φ внаслідок нерівномірного зношування фрикційної накладки відносно контакту „накладка – стрічка” збільшується для набігаючої ділянки і зменшується з протилежного боку на величину $\gamma + \lambda$. Тобто $\varphi_{i-l} = \varphi - (\gamma + \lambda)$, а $\varphi_{i+l} = \varphi + (\gamma + \lambda)$. Звідси лінійну залежність W_x від зміни кута φ можна подати у вигляді

$$W_x = W_{x.o} \pm b(\gamma + \lambda), \quad (5.16)$$

де $W_{x.o}$ – значення W_x при $\gamma + \lambda = 0$;

b – кутовий коефіцієнт лінійного рівняння.

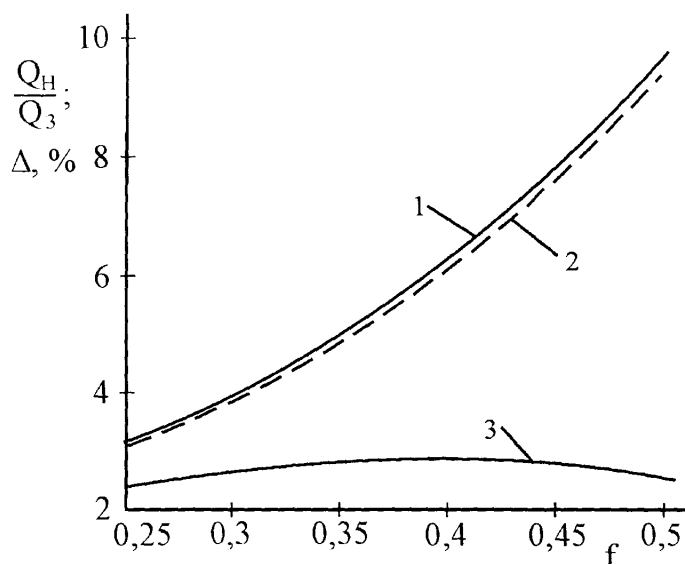


Рис. 5.5. Залежності відношення Q_H/Q_3 , обчислених за формулами: 1 – (5.26), 2 – (5.7); і 3 – відносної похибки Δ розрахунку Q_H/Q_3 від коефіцієнта тертя

З урахуванням залежності (5.14) рівняння (5.16) набуде остаточного вигляду

$$W_x = W_{x.o} \pm b \frac{\varphi}{\alpha} \gamma. \quad (5.17)$$

У формулах (5.16) і (5.17) знак „+” стосується збігаючої ділянки накладки, а знак „-” – набігаючої.

Тоді рівнодійна P сили q для початкового стану фрикційного вузла дорівнює

$$P_0 = Q \cdot \arcsin \frac{W_K}{R_H} = Q \cdot \arcsin \frac{W - 2W_{x.o}}{2R_H},$$

а в процесі зношування стане рівною

$$P = Q \cdot \arcsin \frac{W - 2 \left(W_{x.o} \pm b \frac{\varphi}{\alpha} \gamma \right)}{2 \cdot R_H}. \quad (5.18)$$

3. В процесі нерівномірного зношування накладки кути γ і λ збільшуються (див. додаток К), що супроводжується, в першу чергу, перерозподілом сил між збігаючою та збігаючою ділянками накладки. Тобто в процесі повороту накладки інтенсивність дії причини, що його зумовлює зменшується. Тому слід сподіватися, що в певний момент роботи гальма настає стан рівноваги. При досягненні рівноваги лінійний нерівномірний розподіл питомих навантажень у контактній накладці – шків” (див. рис. 3.17) переходить у рівномірний (коефіцієнт b_p стає рівним нулю). Внаслідок таких змін рівнодійна реакція (сили F_i і N_i) на накладку з боку гальмівного шків’а суміщається з площиною симетрії накладки.

Підкреслимо важливість останньої зміни для підвищення точності результатів розв’язку рівнянь рівноваги накладки. Ця зміна дає підстави вважати рівняння рівноваги – суму проекцій сил на вісь Oy_C – більш точними порівняно з попереднім розглядом (див. пункт 5.2.2, рівняння (5.2)).

Запишемо умову рівноваги i -накладки (див. рис. 5.5) під дією зовнішніх сил трьома рівняннями статки:

$$\sum M_{O_i} = 0; \quad (Q_{i-1} - Q_i) \cdot R - (F_i \cos \lambda + N_i \sin \lambda) \cdot R_u = 0; \quad (5.19)$$

$$\sum F_{yc} = 0; \quad Q_{i-1} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma) + Q_i \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma) - N_i \cdot \cos \lambda + F_i \cdot \sin \lambda = 0; \quad (5.20)$$

$$\begin{aligned} \sum M_C = 0; \quad & (Q_{i-1} - Q_i)R - R_u + P_{i-1} \cdot R_u \sin \frac{\alpha_{k,i-1}}{2} + R_{B,i-1} \cdot R_u \cdot \sin \alpha - \\ & - P_i \cdot R_u \cdot \sin \frac{\alpha_{k,i-1}}{2} - R_{B,i} \cdot R_u \cdot \sin \alpha = 0. \end{aligned} \quad (5.21)$$

Перетворимо рівняння (5.19) і (5.20) з урахуванням залежності між F_i та N_i до вигляду

$$F_i = \frac{R \cdot f(Q_{i-1} - Q_i)}{R_u \cdot (f \cdot \cos \lambda + \sin \lambda)}, \quad F_i = \frac{f(Q_{i-1} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma) + Q_i \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma))}{\cos \lambda - f \cdot \sin \lambda}, \quad (5.22)$$

прирівняємо праві частини отриманих рівнянь і, після незначних перетворень, одержимо вираз для визначення відношення Q_i до Q_{i-1}

$$\frac{Q_i}{Q_{i-1}} = \frac{1 - \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + tg \lambda}{1 - f \cdot tg \lambda} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma)}{1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + tg \lambda}{1 - f \cdot tg \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma)}. \quad (5.23)$$

Виділимо відношення Q_i, Q_{i-1} з рівняння (5.21). Для цього поділимо його на $R_{\text{ш}}$, замінимо P виразом з рівняння (5.18) та врахуємо, що

$$R_B = \frac{Q \cdot (\sin(\varphi \pm (\lambda + \gamma)) - \sin \alpha_k)}{\cos \alpha}.$$

Отже,

$$\frac{Q_i}{Q_{i-1}} = \frac{R_{\text{ш}} - 1 + \alpha_{k,i-1} \cdot \sin \frac{\alpha_{k,i-1}}{2} + \text{tg} \alpha \cdot (\sin(\varphi - \lambda - \gamma) - \sin \alpha_{k,i-1})}{R_{\text{ш}} - 1 + \alpha_{k,i} \cdot \sin \frac{\alpha_{k,i}}{2} + \text{tg} \alpha \cdot (\sin(\varphi + \lambda + \gamma) - \sin \alpha_{k,i})}, \quad (5.24)$$

$$\text{де } \alpha_k = \arcsin \frac{W - 2 \left(W_{x,0} \pm b \frac{\varphi}{2} \gamma \right)}{2R_H}.$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (5.23) і (5.24), одержуємо рівняння, з якого при відомих параметрах конструкції фрикційного вузла ($R, R_{\text{ш}}, R_H, \varphi, \alpha, W, W_{x,0}$ і b) визначаємо кути λ і γ . Зазначимо, що виразити явно кут λ чи γ через параметри конструкції вузла в такому рівнянні неможливо – його розв'язок можна отримати лише чисельними методами. Тому це рівняння тут не наводиться.

З порівняння правих частин формул (5.23) і (5.24) випливає, що кути γ і λ не залежать від величин натягу стрічки, тобто вони однакові для усіх накладок фрикційного вузла за умови рівного кроку їхнього розміщення.

Знайдемо вирази для визначення натягу стрічки Q_i через Q_H , гальмівних сил, що розвиваються i -накладкою і гальмом в цілому, для описаних вище умов. Для цього скористаємося методикою, застосованою вище для виводу залежностей (5.5)-(5.11). Опускаючи проміжні викладки запишемо остаточні формули:

- для натягу стрічки біля i -накладки

$$Q_i = Q_H \cdot \left(\frac{1 - \frac{R_{\text{ш}}}{R} \cdot \frac{f + \text{tg} \lambda}{1 - f \cdot \text{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma)}{1 + \frac{R_{\text{ш}}}{R} \cdot \frac{f + \text{tg} \lambda}{1 - f \cdot \text{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma)} \right)^i; \quad (5.25)$$

- для натягу збігаючої стрічки гілки

$$Q_3 = Q_H \cdot \left(\frac{1 - \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma)}{1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma)} \right)^n ; \quad (5.26)$$

- для залежності сили тертя у фрикційній парі біля i -накладки від натягу набігаючої гілки стрічки

$$F_i = \frac{Q_H \cdot f \cdot (\sin(\varphi + \lambda + \gamma) + \sin(\varphi - \lambda - \gamma))}{(\cos - f \cdot \sin \lambda) \cdot \left(1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma) \right)} \cdot \left(\frac{1 - \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma)}{1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma)} \right)^{i-1} ; \quad (5.27)$$

- для гальмівної сили, що створюється всім гальмом

$$F_i = \frac{R \cdot f \cdot Q_H}{R_u \cdot (f \cdot \cos \lambda + \sin \lambda)} \left[1 - \frac{\left(1 - \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma) \right)^n}{\left(1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma) \right)^n} \right]$$

або

$$F_i = \frac{R \cdot f \cdot Q_3}{R_u \cdot (f \cdot \cos \lambda + \sin \lambda)} \left[\frac{\left(1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma) \right)^n}{\left(1 - \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma) \right)^n} - 1 \right]. \quad (5.28)$$

Аналіз формул (5.22)-(5.28) дає підстави вважати, що зі збільшенням кута λ і сили тертя F_i біля i -накладки, гальмівна сила і відношення Q_H/Q_3 зменшуються порівняно з відповідними параметрами гальма без повороту накладки. Це означає, що в процесі припрацювання нових фрикційних накладок до моменту досягнення стану рівноваги в повороті накладок внаслідок нерівномірного зношування відбувається зміна експлуатаційних параметрів гальма – збільшуються його гальмівні сила та момент (при незмінному натягу Q_H стрічки).

Для ілюстрації впливу нерівномірного зношування фрикційних накладок на експлуатаційні параметри гальма виконаємо розрахунок відношень Q_H/Q_3 натягу гальмівної стрічки на її протилежних гілках для лебідок з параметрами, описаними в варіанті навантаження 1 (див. додаток 3) зі зміною коефіцієнта тертя в діапазоні 0,25-0,50. Попередньо розрахуємо кутовий коефіцієнт b рівняння (5.17). Для цього скористаємося математичною моделлю гальмівної стрічки для W_x (див. додаток Е).

значення W_x для $L_1=29,18+5$ мм і $L_2=29,18-5$ мм складають відповідно 26,316 і 19,907 мм.

Отже, кутовий коефіцієнт

$$b = \frac{W_{x,34} - W_{x,24}}{L_1 - L_2} \cdot \frac{R \cdot \pi}{180} = \frac{26,316 - 19,907}{34,18 - 24,18} \cdot \frac{757,5 \cdot \pi}{180} = 8,476 \text{ мм/град.}$$

Тут враховано, що зміна кута β (див. рис. 5.3) внаслідок нерівномірного зношування накладки дорівнює куту γ , а $\beta=L/R$ і $W_{x0}=23,73$ мм (див. табл. 3.1).

Розрахунки показують, що внаслідок повороту накладки деформація гальмівної стрічки істотно змінюється. Так, рівняння (5.17) перетворюється в $W_x=23,73 \pm 12,594 \cdot \gamma$ і в діапазоні зміни кута $\varphi=6,75 \pm 1^\circ$ W_x змінюється в межах 11,136-36,324 мм.

Сумісним розв'язком рівнянь (5.23) і (5.24) чисельним методом із заміною неявних параметрів отримуємо залежності кутів γ і λ від коефіцієнта тертя, які добре описуються (середнє квадратичне відхилення для кута γ рівне $1,272 \cdot 10^{-3}$ град. для шести точок) лінійними рівняннями:

$$\lambda = 0,0072 + 1,378 \cdot f; \quad \gamma = 0,015 + 2,837 \cdot f.$$

Одержані результати кількісно збігаються з експериментальними даними, наведеними в працях [8, 41]. Так, у праці [8] вказується, що нерівномірність зношування накладок гальм бурової лебідки БУ-2500ЕП склала 5-15%, що при середньому зношуванні накладки 10 мм складає 0,5-1,5 мм зміни товщини по довжині. За розрахунками для середнього коефіцієнта тертя у фрикційній парі 0,35 кут повороту накладки складає $\lambda=0,0072+1,378 \cdot 0,35=0,490^\circ$. При довжині накладки $W=120$ мм такий кут дає різницю товщини накладки на її краях 1,03 мм ($\text{tg}0,49^\circ \cdot 120=1,03$).

Оцінімо вплив нерівномірного зношування кожної фрикційної накладки, що супроводжується її поворотом на кут λ , на експлуатаційні властивості гальма. З рис. 5.5 видно, що в результаті повороту накладок відношення Q_H/Q_3 збільшується на 2,4-2,9%. Така зміна Q_H/Q_3 супроводжується збільшенням гальмівних сил і

ментів – відношення Q_H/Q_z є складовою формул для визначення цих параметрів (див. формули 5.11, 5.13, 5.27 і 5.28).

5.3. Удосконалення конструкцій фрикційного вузла для забезпечення рівномірного зношування

5.3.1. Накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки. Пошук удосконалень конструкцій фрикційного вузла стрічково-колодкових гальм здійснюємо на підставі наступного. За інших рівних умов:

1. Робота тертя і гальмівний момент залежать від кількості фрикційних накладок на дузі охоплення стрічкою гальмівного шківа.

2. Робота тертя пропорційна до зношування фрикційного матеріалу накладок, який, у свою чергу, пропорційний до питомих навантажень у парах тертя.

3. Питомі навантаження в парах тертя залежать від кількості накладок, їхніх розмірів і натягу гальмівної стрічки. Останній зменшується після кожної накладки з напрямком обертання шківа, тобто від набігаючої до збігаючої гілки гальмівної стрічки.

4. Питомі навантаження в парах тертя зменшуються зі збільшенням кількості накладок. Проте якщо число накладок близьке до найбільшого можливого, тобто коли проміжок між ними найменший, то зі збільшенням кількості накладок питомі навантаження зменшуються незначно, а ефективність використання матеріалу накладок різко падає. Тому в серійних конструкціях фрикційних вузлів гальм (з рівномірним розміщенням накладок на дузі охоплення) число накладок дещо менше за найбільше можливе.

5. В умовах усталеного режиму гальмування найбільш навантаженим при рівномірному розподілі накладок на дузі охоплення стрічки є крайня накладка від набігаючої гілки стрічки. Вона зношується швидше за інші накладки, і її ресурс визначає ресурс роботи всього фрикційного вузла гальма. В результаті компенсації зношування накладок і шківа та регулювання радіального зазора між

накладками і шківом крайня накладка при гальмуванні майже повністю виходить з контакту зі шківом. Внаслідок цього найбільше зношується не крайня, а друга або навіть третя накладка [43, 44].

6. На початку гальмування прискорено зношуються ті накладки, які першими входять у контакт зі шківом. Якщо компоновання пристроїв регулювання радіального зазора таке, що перший контакт зі шківом отримують накладки, розміщені в другому квадранті дуги охоплення, то інтенсивність їхнього зношування і, частково, крайніх накладок від збігаючої гілки стрічки різко збільшується і сягає рівня зношування крайніх накладок від набігаючої гілки стрічки [34]. Для забезпечення сприятливих умов роботи фрикційного вузла на початку гальмування (див. підрозділ 3.3) розміщення пристроїв регулювання радіального зазора повинно забезпечити початковий контакт фрикційного вузла зі шківом біля п'ятої накладки.

7. Збільшення проміжку між накладками супроводжується збільшенням еквівалентних напружень у стрічці. При значних проміжках такі напруження на порядок можуть перевищувати напруження розтягу від натягу стрічки.

Врахування перерахованих передумов (1-7) дає змогу звузити пошук науково обґрунтованих закономірностей розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки до інтервалу, обмеженому двома випадками, коли кількість накладок з нерівномірним кроком дорівнює:

- найменшій можливій їхній кількості, визначеній за критерієм найефективнішого (повного) використання фрикційного матеріалу всіх накладок гальма;

- найбільшій їхній кількості, яка рівна числу накладок серійної конструкції даного фрикційного вузла гальма з рівномірним розміщенням накладок. У цьому випадку найповніше відображається умова досягнення найбільшого ресурсу накладок.

Для забезпечення однакового зношування, а отже, стабілізації навантаження всіх накладок на дузі охоплення, потрібно виконати умову: сили притискання

накладки стрічкою на протилежних її ділянках рівні (див. рис. 5.1 в і залежність $N_i + N_B = Q \cdot \sin \varphi$), тобто [122]

$$Q_{i-1} \cdot \sin \varphi_{i-1} = Q_i \cdot \sin \varphi_i. \quad (5.29)$$

У цьому випадку реакції з боку гальмівного шківів (сили N_i і F_i) для кожної накладки стануть однаковими. Зокрема

$$F_i = 2f \cdot Q_i \cdot \sin \varphi_i = 2f \cdot Q_{i-1} \cdot \sin \varphi_{i-1} = 2f \cdot Q_H \cdot \sin \varphi_0, \quad (5.30)$$

де φ_0 – кут нахилу набігаючої ділянки гальмівної стрічки до першої (крайньої) накладки.

Отже, умова (5.29) є основою для виявлення закономірностей розміщення накладок для першого граничного випадку. Для цього рівняння (5.29) перетворимо відносно Q_i / Q_{i-1} і прирівняємо його праву частину з правою частиною рівняння (5.4)

$$\frac{\sin \varphi_{i-1}}{\sin \varphi_i} = \frac{1 - f \cdot \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 + f \cdot \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_i}.$$

З останнього рівняння шляхом нескладних перетворень одержимо, що умова (5.29) реалізується, якщо зміна кута φ відповідатиме таким закономірностям [121]

$$\sin \varphi_i = \frac{\sin \varphi_{i-1}}{1 - 2f \cdot \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}} \quad \text{або} \quad \sin \varphi_i = \sin \varphi_0 \cdot \prod_{i=1}^i \frac{1}{1 - 2f \cdot \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}. \quad (5.31)$$

Із залежності (5.31) випливає, що зі збільшенням порядкового номера накладки на дузі охоплення стрічки раціональний кутовий крок їхнього розміщення (кут $2\varphi_i$) збільшується. Він залежить і від кута φ_0 . Чим більший кут φ_0 , тим більшими будуть кроки між накладками.

Гальмівні силу і момент, що розвивається гальмом з таким розміщенням накладок, можна визначити за формулами:

$$F_{\Gamma} = 2f \cdot n \cdot S_H \cdot \sin \varphi_0; \quad M_{\Gamma} = 2f \cdot R_w \cdot n \cdot S_H \cdot \sin \varphi_0. \quad (5.32)$$

Для досягнення таких експлуатаційних параметрів до збігаючої гілки гальмівної стрічки потрібно прикласти силу Q_3 . Формулу для визначення Q_3 отримаємо з рівнянь (5.30)-(5.32) для n -накладки [121]

$$Q_3 = Q_H \cdot \frac{\sin \varphi_0}{\sin \varphi_n} = Q_H \cdot \prod_{i=1}^{n-1} \left(1 - 2f \cdot \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1} \right).$$

З рівнянь (5.30)-(5.32) видно, що кут φ_0 відіграє важливу роль як у розміщенні накладок, так і в досягненні високих експлуатаційних властивостей гальма. В доповнення покажемо, що величина φ_0 впливає і на кількість накладки, які можна розмістити на дузі охоплення стрічкою гальмівного шківів, а отже, і на їхній ресурс.

Сумарний кут φ_c охоплення гальмівною стрічкою дорівнює сумі усіх кутових кроків $2\varphi_i$ ($i=1, 2, \dots, n-1$) і кутів φ_0 та φ_n . З урахуванням залежності (5.31) для $i=n$ отримуємо

$$\varphi_c = \varphi_0 \left[1 + \arcsin \prod_{i=1}^{n-1} \frac{1}{1 - 2f \cdot \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_i} + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \arcsin \prod_{i=1}^{n-1} \frac{1}{1 - 2f \cdot \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_i} \right]. \quad (5.33)$$

З аналізу формули (5.33) можна дійти висновку, що для фіксованого значення кута 2α охоплення однією накладкою гальмівного шківів кількість накладок, які можуть бути розміщені на дузі охоплення стрічки, залежить від кута φ_0 – чим він менший, тим більше число n . Отже, для збільшення ресурсу накладок кут φ_0 слід зменшувати. Очевидно, найменше значення φ_0 дорівнює куту α .

З іншого боку, як це впливає з рівняння (5.32), за умови однакової кількості накладок та однакового натягу Q_H стрічки (однакового навантаження на підшипники та вал лебідки) гальмівний момент буде тим більший, чим більший кут φ_0 . Тому, при розміщенні накладок на дузі охоплення стрічки слід спочатку виявляти кількість накладок за умови, що $\varphi_0 = \alpha$. Потім, якщо розрахункова величина φ_c менша конструктивно прийнятого кута охоплення, кут φ_0 слід збільшувати до досягнення рівності розрахункового та прийнятого кутів охоплення.

Дослідимо можливість встановлення раціонального розміщення накладок на дузі охоплення для другого граничного випадку. Аналіз виразу (5.31) дає підстави вважати, що найбільш простими і близькими до даної залежності можуть бути арифметична або геометрична прогресії зміни кроку $2\varphi_i$ розміщення накладок:

$$- \text{ для арифметичної прогресії } \varphi_i = \varphi_{i-1} + d; \quad (5.34)$$

$$- \text{ для геометричної прогресії } \varphi_i = \varphi_{i-1} \cdot q, \quad (5.35)$$

d – різниця арифметичної прогресії в градусах;

q – знаменник геометричної прогресії.

Попередніми розрахунками встановлено, що найкращі результати дає комбінація арифметичної прогресії на половині дуги охоплення від набігаючої гілки стрічки та геометричної прогресії – на другій половині. При цьому останній член арифметичного ряду дорівнює першому для геометричного ряду [79].

Проілюструємо ефективність застосування запропонованих способів розміщення накладок на прикладі фрикційного вузла бурової лебідки ЛБУ-1200. Усі параметри гальма, крім кількості накладок і їхнього розміщення, є такими як і в серійній конструкції (опис параметрів гальма див. пункт 3.1.1, додаток 3, варіант навантаження 1). Для порівняння розглянемо також єдиний відомий аналітичний спосіб визначення закономірності розміщення накладок, розроблений С.Борисовим [11]. Спосіб ґрунтується на залежності Л.Ейлера. За цим способом i -накладку (починаючи від набігаючої гілки) встановлюють посередині ділянки стрічки, центральний кут ψ_i якої розраховують за формулою

$$\psi_i = \frac{-1}{f} \cdot \ln \frac{i \cdot (\exp(-f \cdot \phi_c) - 1) + n}{(i-1) \cdot (\exp(-f \cdot \phi_c) - 1) + n}. \quad (5.36)$$

Додатково розглянемо ще один варіант компоновання накладок. Він враховує, по-перше, підвищене зношування накладок, розміщених на окремих ділянках дуги охоплення на початкових стадіях гальмування (див. підрозділ 3.3), по-друге, вимогу досягнення найбільшого ресурсу і, по-третє, умову рівномірного навантаження накладок (5.29). Врахування цих умов дає таку схему компоновання накладок на стрічці:

1. Перші п'ять накладок розміщуються на стрічці з найменшим можливим проміжком між ними. Розрахунки показують, що з урахуванням розмірів вузла і допусків на товщину і довжину накладок цей проміжок на рівні серединної лінії стрічки (розмір $2L$, див. рис. 2.1) складає 7,5 мм. При цьому кут $\beta=0,285^\circ$, а кут $\varphi=4,826^\circ$.

2. Розміщення накладок за законом (5.31) починається з шостої накладки при $\varphi_0 = \varphi_5 = 4,826^\circ$.

3. Оскільки виявилось, що розрахункова величина φ_C менша конструктивно прийнятого кута охоплення (270°), то кути $\varphi_0, \dots, \varphi_5$ збільшено до досягнення рівності розрахункового і прийнятого кутів охоплення. При цьому $\varphi_0 = \varphi_5 = 4,901^\circ$.

З рис. 5.6 а, б видно, що закономірність (5.31) найбільш повно відповідає умові рівномірного навантаження накладок на дузі охоплення стрічки. Закономірність (5.36), близька до (5.31) – середнє квадратичне відхилення від неї складає 0,622 град. при 15 точках або в процентному вираженні 5,0% для середнього кута $\varphi = 9,19$ град.

Ці варіанти спроможні забезпечити зменшення на 25% кількості накладок у комплекті і зменшити рівень навантаження на найбільш навантажену накладку в $\frac{47,165}{33,616} \approx 1,40$ раза. Якщо прийняти в першому наближенні лінійну залежність сил тертя і зношування накладок, то ресурс накладок, розміщених за формулою (5.31), зростає у 1,4 раза. При цьому зменшуються витрати фрикційного матеріалу в $1,25 \cdot 1,4 = 1,75$ раза. Якщо ж рівень навантаження набігаючої гілки стрічки з накладками, розміщеними за формулою (5.31), підняти до рівня найбільшого навантаження серійної конструкції, тобто збільшити N_f з 33,616 до 47,165 кН, то при однаковому ресурсі можна в 1,40 раза збільшити гальмівну силу та момент. При цьому витрати фрикційного матеріалу зменшаться в 1,25 раза.

Комбінована схема розміщення накладок, побудована з урахуванням підвищеного зношування накладок на початку гальмування (криві 3 на рис. 5.6 а, б), дає змогу збільшити гальмівну силу на $47,165/34,620 = 1,36$ раза та досягти 10% економії фрикційного матеріалу.

Графічні залежності рис. 5.6 а, б свідчать, що схема розміщення накладок з використанням арифметичної та геометричної прогресії є менш ефективною. Вона не передбачає економії матеріалу накладок за рахунок зменшення їхнього числа. Однак така схема зменшує питоме навантаження на першу накладку в 1,44 раза. Це означає, що вона дає змогу або підвищити інтенсивність гальмування в 1,44

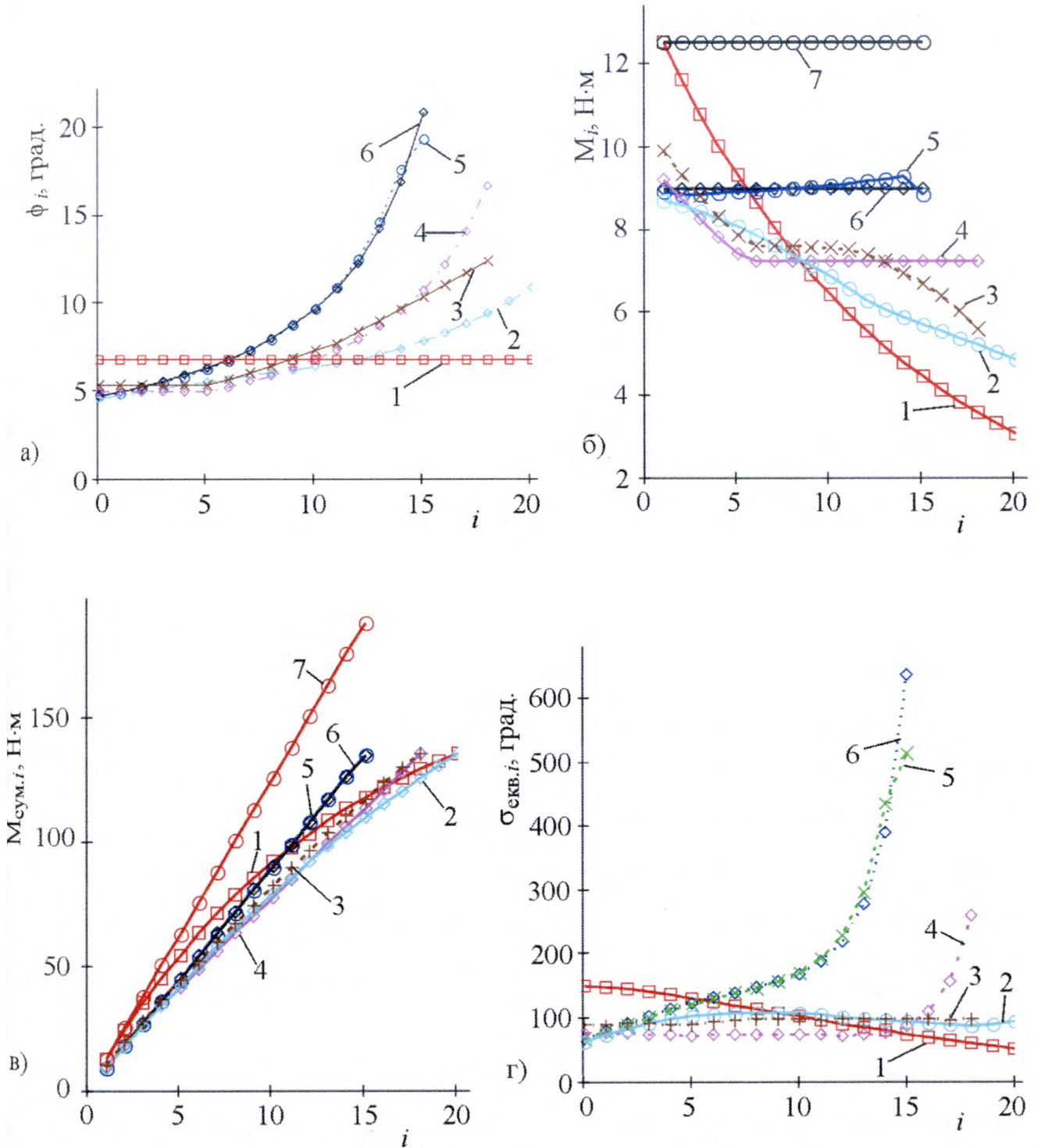


Рис. 5.6 а, б, в, г. Залежності параметрів фрикційного вузла: кута φ (а), гальмівного моменту, що розвивається i -накладкою (б), та сумарного (в), найбільших еквівалентних напружень у поперечних перерізах гальмівної стрічки (г) – на дузі охоплення гальмівної стрічки для різних способів компоновання накладок:

- 1 – серійної конструкції ($\varphi = \text{const}$); 2 – за рівняннями (5.34) і (5.35);
- 3 – спосіб 4 з корекцією кута за критерієм рівної міцності стрічки;
- 4 – комбінований; 5 – за формулою (5.36); 6 – за формулою (5.31)
- 7 – за формулою (5.31) та умовою рівної міцності з міцністю набігаючої гілки стрічки серійного гальма

раза при збереженні ресурсу накладок на рівні серійної конструкції, або в 1,44 раза збільшити ресурс при збереженні експлуатаційних характеристик гальма. Слід підкреслити, що усі компоновання накладок на дузі охоплення стрічки забезпечують практично однакові гальмівні сили (рис. 5.6 в).

Зауважимо, що викладений вище аналіз компоновань накладок має попередній характер. Для більш повного аналізу слід розглянути зміну навантаження стрічки. Справа в тому, що зі збільшенням проміжку між накладками збільшуються згинальні моменти в перерізах стрічки – зростають еквівалентні напруження (див. розділ 3.1). Це ілюструють і графіки рис. 5.6 г.

Як видно з рис. 5.6 г, внаслідок значного збільшення еквівалентних напружень зі збільшенням кроку розміщення накладок найбільш ефективний варіант компоновання накладок не може бути реалізований (при постійних розмірах гальмівної стрічки по довжині). Очевидно, що саме значне збільшення $\sigma_{екв}$ зі збільшенням кроку розміщення накладок не дало змоги реалізувати на практиці ідею рівномірного навантаження накладок. Тому цей варіант потребує значної корекції кроку розміщення накладок на збігаючій ділянці стрічки. Корекція полягає в зменшенні кроку порівняно з розрахунком за формулою (5.31) і збільшенні числа накладок у комплекті до 18. Такої ж корекції потребує і варіант розміщення накладок, запропонований С.Борисовим [11]. Зрозуміло, що критерієм таких змін є рівень напружень у стрічці – його слід вибирати таким, як і на набігаючій гілці.

Схема компоновання накладок з поєднанням арифметичної та геометричної прогресії зміни проміжку між ними не потребує корекції кроку, однак вона не враховує підвищеного зношування накладок, які першими входять у контакт зі шківом на початку гальмування. Крім того, ця схема не забезпечує рівномірного навантаження гальмівної стрічки по її довжині – зміна еквівалентних напружень складає $\left(\frac{107,58}{62,24} - 1\right) \cdot 100 = 72,8\%$ (див. графік 2 на рис. 5.6 г).

Тому нижче розглянемо модифікацію комбінованої схеми, яка комплексно враховує всі описані вище умови, а саме: компенсацію підвищеного зносу

накладок, які першими входять у контакт зі шківом на початку гальмування; стабілізацію навантаження накладок; стабілізацію навантаження гальмівної стрічки по її довжині; досягнення найбільшого ресурсу накладок.

Результати розрахунку кутів φ_i , гальмівних моментів, які розвиваються i -накладкою (M_i) і з накопиченням ($M_{\text{сум.}i}$), і найбільших еквівалентних напружень на ділянках стрічки біля i -накладки ($\sigma_{\text{екв.}i}$) для такого компоновання накладок наведені графіками 3 на рис. 5.6. З рис. 5.6 г видно, що таке компоновання порівняно із серійною конструкцією забезпечує зниження навантаження на набігаючу гілку стрічки у $\frac{149,106}{89,891} = 1,659$ раз, рівня навантаження на найбільш навантажену накладку в $\frac{47,165}{37,044} \approx 1,273$ раз, зменшення числа накладок у комплекті на 10,0% і економію матеріалу накладок на $(1,27 \cdot 1,1 - 1) \cdot 100 = 39,7\%$. Оцінка економічної ефективності запропонованої схеми компоновання накладок наведена в додатку Л. У разі збільшення гальмівної сили і моменту в 1,273 раз економія матеріалу складе 10,0% (в комплекті замість 20 використано 18 накладок).

Зауважимо, що таку схему розміщення накладок можна рекомендувати для гальм, у яких розміщення пристроїв регулювання радіального зазора забезпечує початковий контакт зі шківом ділянки фрикційного вузла в першому квадранті дуги охоплення. Рекомендації щодо засобів і методів регулювання кута ψ_k викладені у підрозділі 3.3.

5.3.2. Окремих накладок. В розділі 3 встановлено, що нерівномірний та асиметричний розподіл питомого навантаження фрикційної пари пов'язаний з такими особливостями конструкції фрикційного вузла: більшою силою притискання набігаючої ділянки стрічки до накладки; консольним кріпленням накладки до гнучкої стрічки; нерівномірним розподілом сил в контакті і низькою жорсткістю ділянки гальмівного вузла (накладки та „стрічка – накладка”).

У пункті 5.3.1 даного підрозділу розглядалась можливість подолання першої причини – вирівнювання сил, якими стрічка притискає протилежні ділянки

накладки до гальмівного шків. Покажемо, що зміною конструкції накладки – виконанням фаски на її набігаючій ділянці – можна створити умови для симетричного розподілу сил в гальмівній парі і, тим самим, зменшити нерівномірність її зношування накладок по довжині (повідомлення про позитивний результат формальної експертизи по заявці на видачу патенту на винахід Росії за №2004135282/11 від 06.04.2005 р.).

Розглянемо ділянку гальмівного вузла з рівномірним розміщенням накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки (рис. 5.7 а). З останнього видно, що фаска шириною e зумовлює зміну кутового розміщення елементів вузла. Так, кут β збільшується до $\beta + \gamma$ (γ – кутове зміщення лінії, що з'єднує крайні точки контакту стрічки з сусідніми накладками), кут α набігаючої ділянки накладки зменшується до $\alpha - \alpha_e$ (α_e – центральний кут фаски), а кут φ стає рівним $\varphi - \gamma$ на набігаючій ділянці і $\varphi + \gamma$ на збігаючій. Кути γ і α_e пов'язані залежністю $\alpha_e = 2\gamma$.

Зміна кутового розміщення елементів ділянки фрикційного вузла супроводжується зміною сил (їхніх величин і напрямків дії). Оскільки передбачається симетричне розміщення реакцій на накладку з боку шків, то рівнодійні сили F_i та N_i розміщуються в площині симетрії накладки (рис. 5.7 а). Таке розміщення дає змогу підвищити точність розрахунку. Розміщення інших сил видно з рис. 5.7 б.

Порівняння схем на рис. 5.7 б і 5.4 б дає підстави вважати, що формально задача визначення ширини фаски для забезпечення симетричного розподілу сил у фрикційній парі зводиться до задачі розрахунку кутів λ і γ (див. пункт 5.2.3). Для цього потрібно прийняти $\lambda = 0$; $\alpha = \alpha - 2\gamma$ (для набігаючої ділянки), а залежність (5.16)

$$\text{Уточнити } W_x = W_{x,0} \pm b \cdot \gamma = W_{x,0} \pm \frac{1}{2} b \cdot \alpha_e.$$

Зазначена аналогія дає підстави пристосувати рівняння (5.23) і (5.24) до умов задачі визначення кута α_e :

$$\frac{Q_i}{Q_{i-1}} = \frac{1 - f \cdot \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin(\varphi - \frac{1}{2} \alpha_e)}{1 + f \cdot \frac{R_{uu}}{R} \cdot \sin(\varphi + \frac{1}{2} \alpha_e)}; \quad (5.37)$$

$$\frac{Q_i}{Q_{i-1}} = \frac{\frac{R}{R_u} - 1 + \alpha_{k,i-1} \cdot \sin \frac{\alpha_{k,i-1}}{2} + \operatorname{tg}(\alpha - \alpha_e) \left(\sin \left(\varphi - \frac{1}{2} \alpha_e \right) - \sin \frac{\alpha_{k,i-1}}{2} \right)}{\frac{R}{R_u} - 1 + \alpha_{k,i} \cdot \sin \frac{\alpha_{k,i}}{2} + \operatorname{tg} \alpha \left(\sin \left(\varphi + \frac{1}{2} \alpha_e \right) - \sin \frac{\alpha_{k,i}}{2} \right)}, \quad (5.38)$$

$$\alpha_{k,i} = \arcsin \frac{W - 2(W_{x,o} + \frac{1}{2} b \cdot \alpha_e)}{2R_H}; \quad \alpha_{k,i-1} = \arcsin \frac{W - 2(W_{x,o} - \frac{1}{2} b \cdot \alpha_e - e)}{2R_H};$$

$$e = \sin \alpha - \sin(\alpha - \alpha_e).$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (5.37) і (5.38), можна одержати рівняння, з якого за відомих конструктивних параметрів фрикційного вузла (R , R_H , R_u , φ , α , W , $W_{x,o}$ і b) визначаємо кут α_e і ширину фаски e . Оскільки таке рівняння не містить величин Q_i чи Q_{i-1} , то це означає, що ширина фаски не залежить від натягу стрічки – вона однакова для всіх накладок вузла. З рис. 5.7 а видно, що фаска розміщується під кутом φ -у до осі Ox ; тоді її висота $u = e \cdot \operatorname{tg} \left(\varphi - \frac{1}{2} \alpha_e \right)$.

Результати сумісного розв'язку рівнянь (5.37) і (5.38) для параметрів фрикційного вузла, які відповідають варіанту навантаження 1 (див. табл. 3.2), для $f=0,25-0,50$ і товщини стрічки $H=30$ і 20 мм зображені на рис. 5.8. Як і слід було очікувати, зі збільшенням коефіцієнта тертя і товщини накладок (збільшуються сила тертя і момент цієї сили відносно опори-стрічки) розмір фаски, яка компенсує ефект консольного кріплення накладки, збільшуються. Очевидно, розміри фаски слід вибирати відповідно до середньої висоти накладки за весь період її експлуатації. Якщо прийняти, що допустиме зношування накладки складає 20 мм.

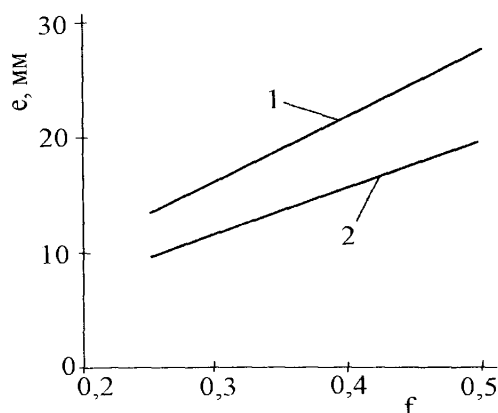


Рис. 5.8. Залежності ширини e фаски від коефіцієнта тертя при:

1 – $H=30$ мм; 2 – $H=20$ мм

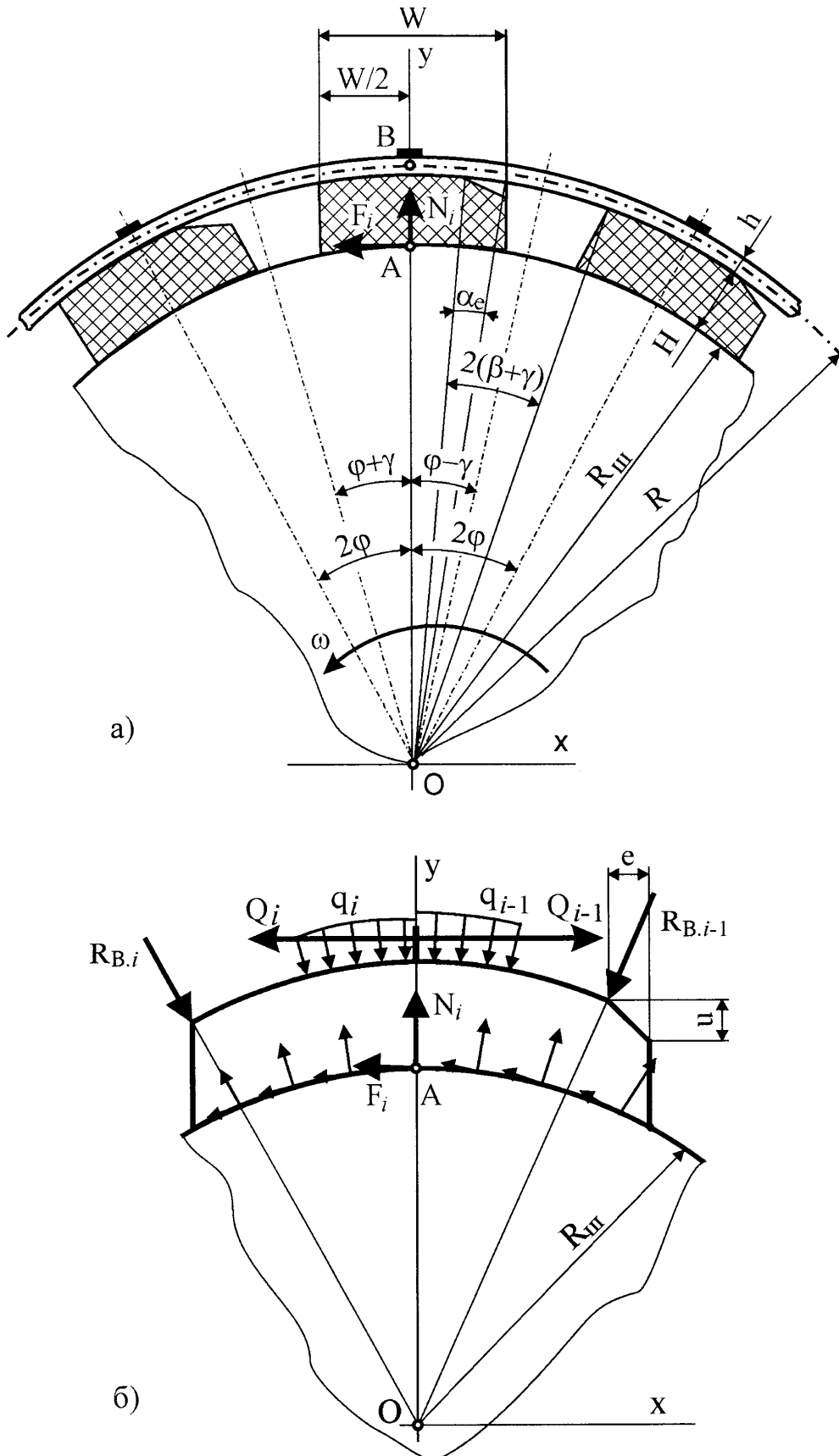


Рис. 5.7 а, б. Схеми для розрахунку розмірів e та u фаски на неробочій поверхні набігаючої ділянки фрикційної накладки

розмір $H=20$ мм і є розрахунковим для визначення розмірів фаски. Отже, для даної конструкції фрикційного вузла і $f=0,35$ фаска на накладці повинна мати розміри $e=13,74$ мм і $u=1,50$ мм.

Продовжуючи аналогію із задачею, розглянутою в пункті 5.2.3, знайдемо формули для відношення натягу стрічки на її протилежних гілках і гальмівної сили (див. формули (5.26 і 5.28)):

$$\frac{Q_H}{Q_3} = \left[\frac{1 + f \cdot \frac{R_{ш}}{R} \cdot \sin \left(\varphi + \frac{1}{2} \left(\alpha - \arcsin \frac{W - 2e}{2R_H} \right) \right)}{1 - f \cdot \frac{R_{ш}}{R} \cdot \sin \left(\varphi - \frac{1}{2} \left(\alpha - \arcsin \frac{W - 2e}{2R_H} \right) \right)} \right]^n; \quad (5.39)$$

$$F_{г'} = f \cdot \frac{R_{ш}}{R} \cdot Q_H \left[1 - \left(\frac{Q_3}{Q_H} \right)^n \right] \text{ або } F_{г'} = f \cdot \frac{R_{ш}}{R} \cdot Q_3 \left[\left(\frac{Q_H}{Q_3} \right)^n - 1 \right]. \quad (5.40)$$

З аналізу формул (5.39) і (5.40) випливає, що наявність фаски дещо зменшує відношення натягу стрічки Q_H / Q_3 на її протилежних гілках та гальмівну силу при фіксованих значеннях Q_H або Q_3 . Цей висновок ілюструє також рис. 5.9. Наявність фасок, розміри e яких зображені на рис. 5.7, супроводжуються зміною відношення Q_H / Q_3 на 0,18-2,00%.

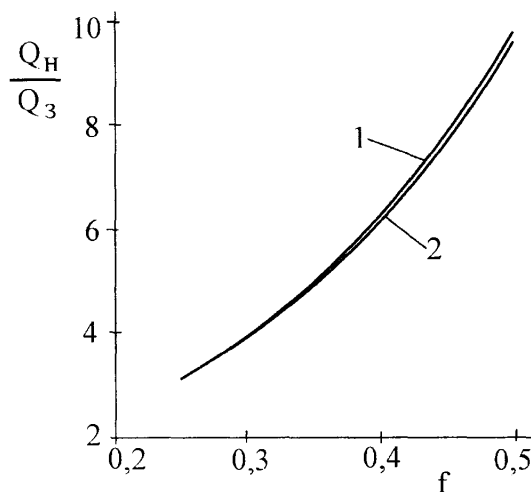


Рис. 5.9. Залежність відношення натягу стрічки на її протилежних гілках від коефіцієнта тертя. Розрахунок Q_H / Q_3 виконано за формулами:

1 – (5.7); 2 – (5.36)

Перейдемо до розгляду подолання третьої причини нерівномірного зношування фрикційної накладки по її довжині, пов'язаної з нерівномірним

нерівномірний розподіл сил в контактній „стрічка – накладка”, – недостатньої жорсткості ділянки фрикційного вузла. Як встановлено в розділі 3, наслідком цієї причини є не тільки значний нерівномірний розподіл питомих навантажень (і, відповідно, зношування) накладок на стадії припрацювання накладок, а й різке (багатократне) збільшення питомих навантажень при натягах гальмівної стрічки, значно менших за найбільше значення. Другий наслідок є важливішим, оскільки цикли зміни навантаження від нуля до найбільшого повторюються при спуску кожної свічки, тобто протягом усього періоду експлуатації накладки.

Вказану вище причину повністю можна усунути лише одним способом – підвищити жорсткість ділянки фрикційного вузла, яка обмежена довжиною накладки. Такий напрям удосконалення конструкції гальма впливає з наступних міркувань.

Підвищення циліндричної жорсткості ділянки гальмівної стрічки над накладкою, самої фрикційної накладки або ділянки гальмівного вузла в цілому зменшує їхню деформацію при згині за умови однакового навантаження (див. наприклад рівняння 2.1 і 2.7). Внаслідок нерівномірного розподілу сили між гальмівною стрічкою та накладкою, а також між гальмівним шківом і накладкою, остання зношується нерівномірно і втрачає свою початкову циліндричну форму (див. рис. 3.18, 4.9 в, г і 4.11 в, г). Тому, якщо на початку роботи накладка практично не деформується згином – радіальні деформації в контактній близькій до нуля (див. рис. 3.15 б, г), – то після деякого періоду зношування (після втрати її робочою поверхнею циліндричної форми) для досягнення контакту по всій її робочій поверхні зі шківом ділянка фрикційного вузла повинна додатково деформуватися згином. З огляду на цю обставину підвищення жорсткості ділянки фрикційного вузла, зменшуючи його схильність до деформації, сприяє скороченню періоду припрацювання гальмівної накладки, тобто періоду переходу до лінійного розподілу питомого навантаження по довжині накладки. Підкреслимо, що зміна жорсткості не стосується ділянок стрічки між накладками та контактної жорсткості sprzęження „накладка – шків”.

Найбільший вплив жорсткості фрикційного вузла на інтенсивність зношування проявляється не при постійній силі натягу гальмівної стрічки, а в процесі її зміни. Остання повторюється циклічно протягом усього періоду експлуатації гальма – при спуску кожної свічки бурильних труб.

Як показали теоретичні та експериментальні дослідження (див. розділ 3 і 4), внаслідок нерівномірного зношування робочі поверхні накладки втрачають циліндричну форму і при невеликих навантаженнях фрикційний контакт локалізується на їхніх невеликих ділянках. В результаті цього спостерігається багатократне збільшення середніх і максимальних питомих навантажень на цих ділянках і, як результат, прискорене зношування накладок. При експлуатації колодкових гальм [11, 100] таке явище не спостерігається. Цілком очевидною є причина такої різниці. Це висока жорсткість гальмівних колодок, яка не супроводжується їхньою деформацією згину при зміні навантаження.

Як зазначалось в розділі 3, напрямами підвищення жорсткості фрикційних ділянок стрічково-колодкових гальм є:

- заформування в накладку жорсткого металевого каркаса (див. рис. 5.10 а);
- приєднання до гальмівної стрічки додаткового елемента – каркаса (див. рис. 5.10 б);
- розміщення металеві пластини між фрикційною накладкою і гальмівною стрічкою (див. рис. 4.6);
- жорстке кріплення (болтами) фрикційної накладки до стрічки (див. рис. 4.6);
- поєднання способів, описаних вище (див. рис. 4.6).

Як показано в розділі 4, використання способу удосконалення конструкції, що являє собою поєднання жорсткого кріплення елементів фрикційного вузла (фрикційної накладки і сталеві прокладки) до гальмівної стрічки (див. рис. 4.6), в умовах стендових випробувань дало змогу зменшити поле розсіяння питомих навантажень з 63,8% до 3,6% і знизити інтенсивність зношування накладок на 11% при постійному натягу гальмівної стрічки.

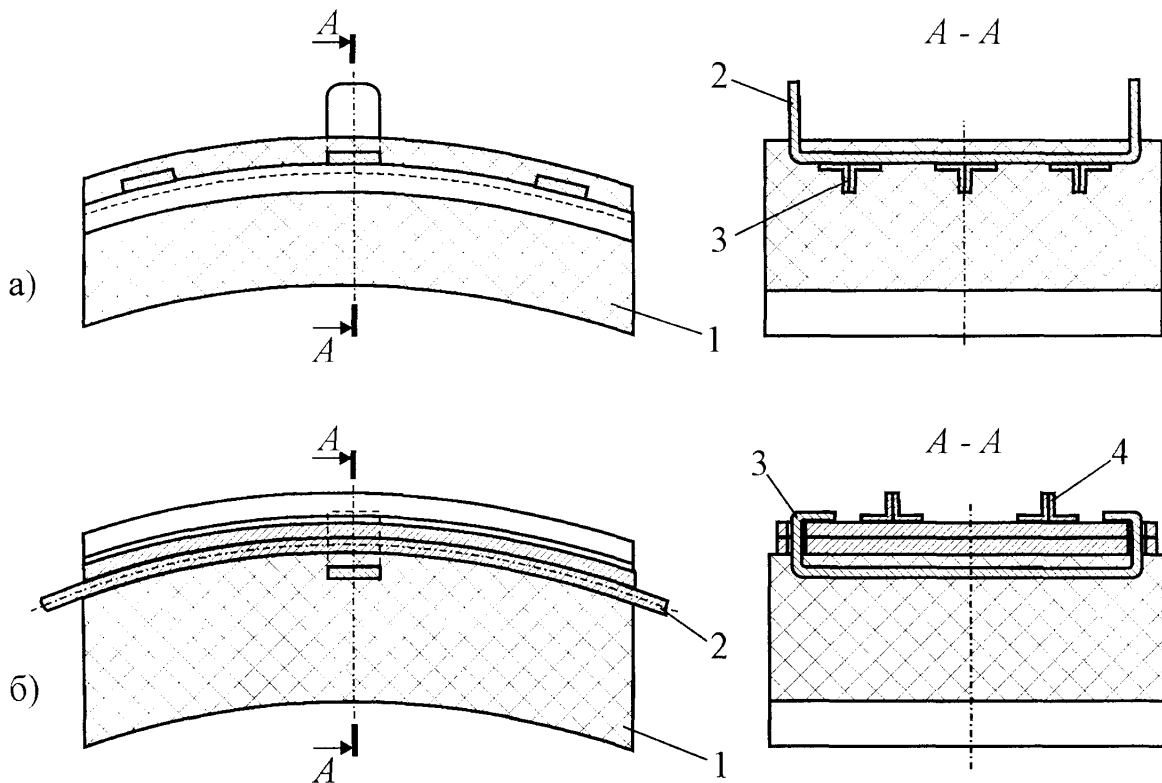


Рис. 5.10. Схеми конструкцій фрикційної накладки (а) та ділянок фрикційного вузла (б) з жорсткими металевими каркасами:

1 – фрикційна накладка; 2 – гальмівна стрічка; 3 – кріпильна планка; 4 – металевий каркас

Нагадаємо (див. розділ 1), що переважна більшість зарубіжних фірм-виробників бурового обладнання використовує в конструкціях фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм спосіб жорсткого кріплення (за допомогою болтів) фрикційних накладок до гальмівної стрічки. Гальмівні вузли з шарнірним кріпленням накладок до стрічки виготовляють лише фірми Росії.

5.4. Задачі подальших досліджень

Експериментальні й теоретичні дослідження зношування фрикційних накладок і НДС фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок дали змогу намітити задачі подальшої роботи:

- вивчення впливу контактних деформацій у парі „гальмівна стрічка – фрикційна накладка” на ділянках гальмівного вузла біля країв накладки на НДС гальмівної стрічки з метою підвищення точності розрахунку стрічки на міцність;

- вивчення впливу зміни жорсткості стрічки на її ділянках над фрикційними накладками на її НДС;
- дослідження впливу довжини фрикційної накладки на її зношування та експлуатаційні властивості гальма з виявленням раціональної довжини накладок;
- встановлення закономірностей впливу зміни навантаження та жорсткості ділянки гальмівного вузла на зношування накладок з виявленням оптимальної жорсткості ділянок вузла;
- визначення поверхневих температур гальмівних пар при розміщенні накладок на стрічці зі змінним кроком та вивчення впливу температури на інтенсивність зношування накладок.

Висновки

1. На основі результатів теоретичних та експериментальних досліджень силової навантаженості фрикційного вузла стрічково-колодкових гальм бурових лебідок зроблено наступне:

- удосконалена методика розрахунку експлуатаційних параметрів гальма (гальмівних сил і моментів, відношення сил натягу набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки) з урахуванням конструктивних параметрів та умов навантаження – радіусів шківа, зовнішньої поверхні накладки та серединної поверхні стрічки, кількості фрикційних накладок, кутового кроку розміщення накладок на стрічці, коефіцієнта тертя ковзання в парах „накладка – гальмівний шків”, сили натягу набігаючої або збігаючої гілок гальмівної стрічки;
- встановлено, що запропонована методика розрахунку експлуатаційних параметрів гальма порівняно з відомими методиками в діапазоні зміни радіуса гальмівного шківа 500-725 мм забезпечує підвищення точності розрахунку на 1,1-13,2% при коефіцієнті тертя в гальмівній парі 0,35;
- розроблена методика уточнення розрахунку експлуатаційних параметрів фрикційного вузла гальма з урахуванням повороту накладок внаслідок їхнього нерівномірного зношування. В діапазоні зміни коефіцієнта тертя 0,25-0,50

точнення відношення сил натягу стрічки на її протилежних гілках складає 2,3-2,9%;

- уточнена методика розрахунку розміщення накладок на дузі охоплення стрічки за критерієм однакового зношування робочих поверхонь накладок. Запропонована методика порівняно з відомою підвищує точність кутового розміщення накладок по периметру гальмівної стрічки в середньому на 5,0%;

- розроблена методика розрахунку розмірів фаски на набігаючій ділянці фрикційної накладки для забезпечення її рівномірного зношування по довжині. Розміри фаски залежать від конструктивних особливостей фрикційного вузла і коефіцієнта тертя в парі „накладка – стрічка”.

2. На основі результатів вивчення закономірностей зміни деформацій ділянки фрикційного вузла та вузла в цілому на початку гальмування обґрунтовано раціональне компоновання фрикційних накладок на дузі охоплення стрічки з використанням комплексної умови: найбільшого ресурсу накладок, рівномірного зношування по довжині стрічки та рівновеликої міцності стрічки, а також з урахуванням раціонального розміщення пристроїв регулювання радіального зазора між накладками та гальмівним шківом. Компоновання накладок по периметру стрічки включає поділ дуги її охоплення на три ділянки. На першій ділянці з кінця набігаючої гілки стрічки розміщують 5 накладок з постійним найменшим можливим кроком для забезпечення максимального ресурсу накладок, на другій – зі змінним кроком, який визначають з умови однакового зношування накладок, і на третій – зі змінним кроком, який визначають з умови рівної міцності стрічки.

3. Очікується, що пропонувані зміни конструкції фрикційного вузла порівняно з серійною його конструкцією для стрічково-колодкового гальма бурової лебідки ЛБУ-1200 забезпечать:

- за умови використання режиму гальмування, звичного при експлуатації серійної конструкції, зменшення еквівалентних напружень у набігаючій гілці стрічки на 65,9%, підвищення ресурсу комплексу накладок на 27,3% та економію фрикційного матеріалу накладок з розрахунку на однакову проходку – 39,7%;

- за умови підвищення інтенсивності гальмування на 27,3% економія матеріалу накладок складе 10,0%.

4. На підставі встановлених закономірностей розподілу питомих навантажень на поверхнях взаємодії між деталями фрикційного вузла при зношуванні робочих поверхонь фрикційних накладок під дією постійного та змінного навантаження запропоновані такі удосконалення конструкцій фрикційних вузлів:

- формування фаски на неробочій поверхні набігаючої ділянки фрикційної накладки. Розміри фаски для наладки гальма серійної конструкції (ЛБУ-1200) при коефіцієнті тертя 0,25-0,50 становлять: ширина 9,7-19,9 мм, висота 1,1-2,1 мм;

- жорстке кріплення до гальмівної стрічки над накладкою сталеві пластини з розмірами: довжина рівна довжині накладки без ширини фаски, ширина рівна ширині стрічки, товщина не менша висоти фаски;

- жорстке кріплення фрикційної накладки до гальмівної стрічки, наприклад, 3 рядами болтів;

- жорстке кріплення до гальмівної стрічки над фрикційною накладкою жорсткого металевих каркаса;

- запресування металевих каркаса в ділянку тіла накладки з боку її неробочої поверхні.

Ефективність запропонованих змін конструкції фрикційних вузлів підтверджена результатами стендових випробувань модельного стрічково-колодкового гальма.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертації наведене теоретичне узагальнення і нове розв'язання наукового завдання, що виявляється у встановленні закономірностей взаємозв'язку конструктивних параметрів, силової навантаженості, напружено-деформованого стану та зношування фрикційного вузла стрічково-колодкових гальм бурових лебідок на режимах спуску бурильної колони та буріння з метою підвищення ефективності його роботи шляхом стабілізації його навантаженості й обґрунтування аналітичних методик визначення конструктивних та експлуатаційних параметрів. Проведені дослідження дали змогу:

1. Вперше створити для фрикційного вузла та його елементів наступні моделі:

- математичну напружено-деформованого стану ділянки гальмівної стрічки над і між фрикційними накладками та при цьому встановити, що наявність проміжку між накладками зумовлює появу в стрічці згинального моменту і додаткових напружень згину, а також викликає значну нерівномірність розподілу сил при взаємодії неробочих поверхонь “стрічка – накладка”;

- багатofакторну математичну для ділянки гальмівної стрічки над і між фрикційними накладками залежно від факторів відгуку – деформації стрічки, коефіцієнта розподілу сил між стрічкою та накладкою, згинальних моментів, еквівалентних напружень і відношень згинальних та еквівалентних напружень у найбільш навантажених поперечних перерізах стрічки – з урахуванням зусилля натягу стрічки та конструктивних параметрів фрикційного вузла: циліндричної жорсткості, товщини та довжини стрічки між накладками, радіуса робочої поверхні гальмівного шківа;

- скінчено-елементну для напружено-деформованого стану фрикційної накладки, навантаженої радіальними і тангенціальними силами з боку поверхонь стрічки та шківа;

- скінчено-елементну деформації фрикційного вузла з урахуванням його ваги та дії пристроїв регулювання радіального зазора між робочими поверхнями накладок і шківа.

2. Вперше встановити закономірності зміни для фрикційного вузла та його елементів:

- розподілу сил між робочими поверхнями накладки та шківа в процесі її зношування під дією постійного натягу гальмівної стрічки та при зміні натягу в межах 3,0-100,0% від 160 кН;
- раціональних: циліндричної жорсткості (D) та товщини (h) гальмівної стрічки при її ширині 220 мм для гальм з радіусом шківа 500-725 мм за критерієм найбільшої ефективності використання матеріалу стрічки.

3. Вперше встановити раціональні зусилля для відтяжок стрічок ($P_1=759,10$ Н; $P_2=426,13$ Н) за критерієм найменшого поля розсіяння радіального зазора та вплив розміщення пристроїв регулювання радіального зазора на дузі охоплення гальмівної стрічки для керування взаємодією ділянок накладок, які першими входять у контакт з гальмівним шківом.

4. Вперше отримати аналітичні залежності для визначення у фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма, його елементах і гальма в цілому:

- розмірів фаски на неробочій поверхні фрикційної накладки для вирівнювання розподілу питомих навантажень та її зношування по довжині;
- кроку розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки з використанням комплексної умови: найбільшого ресурсу накладок, їхнього рівномірного навантаження, рівновеликої міцності стрічки та з урахуванням раціонального розміщення пристроїв регулювання радіального зазора між парами тертя.

5. Розробити уточнений метод оцінки конструктивних і експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів:

- для гальм з радіусом шківа 500-725 мм при коефіцієнті тертя 0,25-0,50 з підвищенням точності розрахунків на 1,1-13,2%;
- з урахуванням повороту накладок внаслідок нерівномірного зношування їхніх робочих поверхонь і підвищенням точності розрахунків на 2,3-2,9%;
- з урахуванням фасок на неробочих поверхнях фрикційних накладок;
- напружень у гальмівній стрічці як у тонкостінній оболонці.

6. Встановити наступні закономірності процесів зношування робочих поверхонь фрикційних накладок:

- зношування відбувається, в основному, на двох стадіях: припрацювання та усталеного процесу. Для першої стадії характерним є істотно нестабільний розподіл питомих навантажень по довжині накладки з найбільшими його значеннями на її краях. Для стадії усталеного зношування залежність вказаних вище параметрів є лінійною з найбільшим значенням питомого навантаження на краю набігаючої ділянки робочої поверхні накладки;

- нерівномірний розподіл питомих навантажень, і як наслідок, зношування робочої поверхні накладки по довжині, особливо при зміні навантаження та під час припрацювання, пов'язані з низькою жорсткістю накладки (ділянки фрикційного вузла), нерівномірним розподілом сил у контакті „стрічка - накладка” та консольним кріпленням накладок до стрічки.

7. Запропонувати удосконалені конструкції фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма бурових лебідок, стабілізація розподілу питомих навантажень у яких:

- по довжині фрикційних накладок з 63,8% до 3,6% призводить до зменшення інтенсивності їхнього зношування до 11%;

- по дузі охоплення стрічки за умови використання режиму гальмування, звичного при експлуатації серійної конструкції, дає змогу зменшити еквівалентні напруження в поперечному перерізі набігаючої гілки стрічки до 65,9%, підвищити ресурс комплекту накладок до 27,3% та досягти економії фрикційного матеріалу накладок з розрахунку на однакову проходку до 39,7%, а за умови підвищення інтенсивності гальмування на 27,3% отримати економію матеріалу накладок до 10,0%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аваков В.А. Расчеты бурового оборудования. – М.: Недра, 1973. – 400 с.
2. Александров М.П. Тормозные устройства в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1965. – 674 с.
3. Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Изд-ва МГТУ им. Н.Э.Баумана и ГУП “Высшая шк.” – 2000. – 550 с.
4. Алексеевский Г.В. Буровые установки Уралмашзавода. – М.: Недра, 1981. – 528 с.
5. 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.
6. Анализ напряженно-деформированного состояния авиационных конструкций с помощью системы ANSYS: Учеб. пособие. Ч.1 / А.Г.Гребенников, С.П.Светличный, В.Н.Король и др. – Харьков: НАКУ «ХАИ», CAD-FEM GmbH, АНТО «КНК», 2002. – 310 с.
7. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы: Учебник для вузов. – М.:Недра, 1988. – 501 с.
8. Балаболин С.В. Работоспособность ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок: Дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.07. – Ивано-Франковск, 1993. – 147 с.
9. Белобров В.И., Абрамовский В.Ф., Самуся В.И. Тормозные системы шахтных подъемных машин. – Киев: Наукова думка, 1990. – 174 с.
10. Белобров В.И. Научные основы создания тормозных систем шахтных подъемных машин: Дисс. ... докт. техн. наук. – Днепропетровск, 1981. – 318 с.
11. Борисов С.М. Фрикционные муфты и тормоза строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1973. 168 с.
12. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. – М.: Наука, 1964. – 608 с.

13. Быстров В.Н. Избирательный перенос при трении – новые перспективы в изготовлении и эксплуатации машин. – М.: Эффект безызносности и триботехнологии, 1992, №2. – С.15-20.
14. Винницкий М.М. Рациональное управление спуско-подъемными операциями. – М.: Недра, 1978. – 250 с.
15. Вольченко А.И. Тепловой расчет тормозных устройств. – Львов: Вища шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1987. – 136 с.
16. Вольченко Д.О. Обґрунтування методів та засобів покращення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2004. – 147 с.
17. Вольченко О.І., Журавльов О.Ю., Вольченко Д.О. Підвищення ефективності стрічково-колодкових гальм бурових лебідок // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2000. – Вип.4. – С. 39-43.
18. 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(4). – С. 107-115.
19. 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.
20. Вольченко О.І., Журавльов О.Ю., Вольченко Д.О. Вплив жорсткості гальмівної стрічки на гальмівний момент стрічково-колодкового гальма з обертальними фрикційними накладками // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів.– Львів: Асоціація “Автобус”. – 2002. – Вип.6. – С. 56-59.
21. Вольченко О.І., Сторож Б.Д., Сторож Я.Б. Дослідження моделі фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма бурової лебідки / Матеріали 8-ї

- Міжнародної науково-практичної конференції „Нафта і газ України – 2004”. В 2 т. Т.2 – Судак, 2004. – С. 185-186.
22. Вольченко О.І., Сторож Я.Б. Деформація гальмівної стрічки і розподіл сил у контакті „стрічка – гальмівна накладка” стрічково-колодкового гальма // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Всеукраїнський щоквартальний науково-технічний журнал. – 2004. – №3(12). – С. 40-46.
 23. Вольченко А.И., Вольченко Д.А., Рыбин Г.П. Тормозные механизмы. – Луганск: Луганский рабочий, 1995. – 285 с.
 24. Вольченко А.И. Теория, расчет и конструирование тормозных устройств: Дисс. ... докт. техн. наук: 05.02.02; 05.05.05. – Ленинград, 1988. – 496 с.
 25. Вольченко Д.А. Повышение эксплуатационных характеристик тяжело нагруженных фрикционных узлов. – Дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.02. – Ивано-Франковск, 1983. – 177 с.
 26. 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.
 27. Вольченко Н.А. Интенсификация охлаждения тяжело нагруженных фрикционных узлов. – Дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.02. – Краснодар, 1998. – 244 с.
 28. Гаркунов Д.Н. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.
 29. ГОСТ 10851-73. Изделия фрикционные из ретинакса. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 17 с.
 30. Гудз Г.С. Обґрунтування методів досліджень та теплового розрахунку фрикційних вузлів автотранспортних засобів: Дис. ... докт. техн. наук: 05.22.02. – Харків, 1998. – 293 с.
 31. Давачі: Довідник / З.Ю.Горта, Л.Я.Ільницький, Є.С.Поліщук та ін.; За ред. З.Ю.Горти та О.І.Чайковського. – Львів: Каменяр. 1995. – 312 с.

32. Декл. пат. 63418А України 7 F16D49/08. Спосіб керування питомими навантаженнями на набігаючій та збігаючій гілках гальмівної стрічки стрічково колодкового гальма бурової лебідки / О.І.Вольченко, В.В.Дячук, М.О.Вольченко, Д.О.Вольченко, Я.Б.Сторож, Б.М.Малярчук – Заявка № 20033043429 від 16.04.03; Опубл. 15.01.04, Бюл. №1. – 3 с.
33. Декл. пат. 68798А України 7 F16D49/08. Двоступінчасте стрічково-колодке гальмо / О.І.Вольченко, В.В.Дячук, М.О.Вольченко, Д.О.Вольченко, Я.Б.Сторож. – Заявка № 2003109644 від 27.10.03; Опубл. 16.08.04, Бюл. №8.
34. Дерезин Г.П., Голованов Г.В. К вопросу о ленточном тормозе буровых лебедок ЛБУ-1700 // Машины и нефтяное оборудование. Реферативный научно-технический сборник. – М.: ВНИИОЭНГ, 1981. – №8. – с. 7-10.
35. Джанахмедов А.Х. Трибологические проблемы в нефтегазовом оборудовании. – Баку: Элм, 1998. – 216 с.
36. Джанахмедов А.Х. Стохастическое моделирование трения и изнашивания фрикционных устройств с применением теории подобия: Дисс. ... докт. техн. наук: 05.02.04 – Баку, 1988. – 394 с.
37. 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.
38. Дикарев К.И., Алешин В.А., Селезнев В.Е. Анализ напряженно-деформированного состояния трубопроводов, находящихся в стационарном потоке жидкости //Сборник трудов второй конференции пользователей программно-математического обеспечения CAD-FEM GmbH (Москва, 25-26 апреля 2002 г.) / Под ред. Шадского А.С. – М.: Барс, 2002. – С. 281-285.
39. Дьяконов В. Mathcad 2001: Учебный курс. – СПб.: Питер, 2001. – 624 с.
40. Журавльов О.Ю. До оцінки конструктивних та експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм // Проблеми трибології.– Хмельницький, 2000. – №2. – С. 82-88.

41. 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.
42. Зенкевич О.С. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 542 с.
43. Злобин Б.А. Рациональная конструкция ленточных тормозов. – Куйбышев: Куйбышевское книжное изд-во, 1958. – 143 с.
44. Злобин Б.А. Скоростная проводка скважин и резервы новой техники. – М.: Недра, 1977. – 309 с.
45. Злобин Б.А. Теория, рациональная конструкция и тормозные режимы ленточно-колодочных тормозов: Дисс... канд. техн. наук: 05.04.07. – М., 1959.– 324 с.
46. 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.
47. Измерения в промышленности. Справ.: В 3 кн.: Пер. с нем. / Под ред. П.Профоса. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1990 – Кн. 2: Способы измерения и аппаратура. – 384 с.
48. Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
49. Ильский А.Л. Оборудование для бурения нефтяных скважин / Расчет и конструирование. – М.: Машиностроение, 1980 – 229 с.
50. Ильский А.Л., Шмидт А.П. Буровые машины и механизмы. – М.: Недра, 1989. – 396 с.
51. Иткис М.Я. Расчет и конструирование бурового оборудования с применением ЭЦВМ. – М.: Машиностроение, 1978. – 262 с.
52. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.
53. Копей Б.В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання: Підручник. – Івано-Франківськ: Факел, 2001. – 446 с.

54. Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт. Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2004. – 197 с.
55. Коцкулич Я.С. Напрямки розвитку техніки і технології буріння нафтових і газових свердловин в Україні // Матеріали 6-ї міжнародної науково-практичної конференції „Нафта і газ України – 2000”. В 3 т. Т. 2. – Івано-Франківськ: Факел, 2000.– С. 9- 11.
56. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение 1977. – 526 с.
57. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 270 с.
58. 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. 6-7.
59. 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.
60. 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.
61. 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.
62. Крыжановский Е.И., Вольченко Д.А., Криштопа С.И. Теплообразование при взаимодействии фрикционных узлов нетрадиционного ленточно-колодочного

- тормоза //Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2002. – Вип.6.– С. 102-107.
63. 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. – Т3, №13. – С. 206-209.
64. 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. 54-55.
65. 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.
66. Крижанівський Є.І., Вольченко Д.О., Стебелецький М.М. До методики динамічного розрахунку стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками // Вісник Східноукраїнського національного ун-ту ім. В.Даля. – 2003. – №12(70). – С. 80-85.
67. Крижанівський Є.І., Міронов Ю.В., Романишин Л.І. Мобільні установки для буріння, ремонту і обслуговування свердловин: Монографія. – Івано-Франківськ: Факел, 2003. – 209 с.
68. Криштопа С.І. Теплонавантаженість стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2003. – 197 с.
69. Курбанов Г.Я. Исследование вопросов контактно-термического нагружения механического тормоза буровой лебедки: Дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.07. – Баку, 1973. – 174 с.

70. Лебедев Л.А., Захарова И.М. О тепловом и механическом факторах износа фрикционных асбестополимерных материалов // Триботехника – машиностроению. Тезисы докладов II-ой Всесоюзной науч.-техн. конф. – М.: Изд-во АН СССР, 1983. – С. 80-81.
71. Левренець В.М. Динамічні процеси в бурових установках під час гальмування колони бурильних труб: Дис.... канд. техн. наук: 05.02.09. – Львів, 2002. – 151 с.
72. Ленточно-колодочный тормоз: А.с. 1527424 А1 СССР, М. Кл.² F16 D49/08 / В.Я.Белоусов, М.Г.Могетич, И.М.Богатчук, В.М.Томашук (СССР). – №4392746/31-27; Заявл. 17.03.88; Оpubл. 17.12.89, Бюл. №45. – 4 с.
73. Ленточный тормоз: А.с. 576455 СССР, М. Кл.² F16 D49/08 /А.С. Павлюк (СССР). – №2302386/08; Заявлено 19.12.75; Оpubл. 15.10.77; Бюл.№38. – 4 с.
74. Мислюк М.А., Рибчич І.Й., Яремійчук Р.С. Буріння свердловин: Довідник: У 5 т. Т. 1.: Загальні відомості. Бурові установки. Обладнання та інструмент. – К.: Інтерпрес ЛТД, 2002. – 367 с.
75. Основи моделювання: Конспект лекцій / Д.Ю.Мочернюк, І.Д.Лівак, В.С.Костишин, І.Ф.Концур. – Івано-Франківськ: Факел, 2003. – 216 с.
76. Палашкин Е.А. Справочник механика по глубокому бурению. – М.: Недра, 1981. – 510 с.
77. Пат. 3955651 США. МКИ F16D 049/12. Band brakes / M.V.Hinderks (США). – №353735; Заявл. 23/04/73; Оpubл. 11/05/76, НКИ 188/77 – 5 с.
78. Пат. 4311221 США. МКИ F16D 065/06. Brake band end connection / M.Ratner (США). – №079088; Заявл. 26.09.79; Оpubл. 19.01.81, НКИ 168/77 – 3 с.
79. Петрик А.А., Вольченко Н.А., Вольченко Д.А., Сторож Я.Б. Влияние закономерностей установки накладок во фрикционных узлах на эксплуатационные параметры ленточно-колодочного тормоза // Сб. докл. международн. конгресса «Механика и трибология транспортных систем – 2003.» – Ростов-на-Дону (Россия), 2003. – С. 203-207.

80. Петрик А.А., Вольченко Н.А., Сторож Я.Б. Улучшение работоспособности фрикционных узлов тормозных устройств // Труды 5-го междунаrodn. симпоз. по фрикционным изделиям и материалам. – Ярославль (Россия), 2003. – С. 40-46.
81. Петрик А.А., Вольченко Н.А., Сторож Я.Б., Журавльов Д.Ю. Определение деформаций тормозной ленты с различным креплением накладок в ленточно-колодочном тормозе // Вісник східноукраїнського національного ун-ту ім. В. Даля. – Луганськ, 2003. – №12(70) – С. 85-91.
82. Петрик М., Вольченко М., Сторож Я. Примусове охолодження фрикційних вузлів гальмівних пристроїв // Тези доповідей 6-го міжнародн. симпоз. українськ. інж.-механіків. – Львів, 2003. – С. 194.
83. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів: Підручник / За ред. Г.С.Писаренка. – 2-ге вид., перероб. і допов. – К.: Вища шк., 2004. – 655 с.
84. Погосян А.К., Мамулян Н.И., Макарян В.К. Анализ вибро-шумового явлення в тормозных устройствах. // Труды междунар. симпоз. по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль, 1997. – С. 82-86.
85. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справ./ А.В.Чичинадзе, А.Л.Левин, М.М.Бородулин, Е.В.Зиновьев; Под общ. ред. А.В.Чичинадзе. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.
86. Раджабов С.А., Абдурахманов Э.Ш. К расчету тормозного момента ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – Баку, 1970. – №1. – С.40-41.
87. Расчет на прочность деталей машин: Справ. / И.А.Биргер, Б.Ф.Шорр, Г.Б.Иосилевич. – 3-е изд., пере раб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
88. Рузинов Л.П. Слободчикова Р.И. Планирование эксперимента в химии и химической технологии. – М.: Химия, 1980. – 280 с.
89. Селезнев В.Е., Алешин В.А., Клишин Г.С. Методы и технологии численного моделирования газопроводных систем. – М.: УРСС, 2002. – 448 с.

90. Сопротивление материалов: Учебник / Г.С Писаренко, В.А Агарев, А.Л.Квитка и др.; Под общ. ред. Г.С.Писаренко. – 4-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища шк., 1979. – 696 с.
91. Спектор С.А. Электрические измерения физических величин. – Л.: Энергоиздат, 1987. – 319 с.
92. Справочник по триботехнике: В 3 т. / Под общ. ред. М. Хебды и А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989. – Т.1: Теоретические основы. – 400 с.
93. Справочник по триботехнике: В 3 т. /Под общей ред. М. Хебды и А.В.Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1992. – Т.3: Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства трибологических технических испытаний. – 730 с.
94. Сторож Я.Б. Вплив розміщення фрикційних накладок на гальмівній стрічці на експлуатаційні параметри стрічково-колодкового гальма бурової лебідки // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Всеукраїнський щоквартальний науково-технічний журнал. – 2004. – №1(10). – С. 36-41.
95. Сторож Я.Б. Розподіл сил при зношуванні пар тертя в стрічково-колодковому гальмі // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Всеукраїнський щоквартальний науково-технічний журнал. – 2005. – № 3(16). – С. 48-53.
96. Стрічково-колодкові гальма: Монографія: В 2 т. Т.1 / Є.І.Крижанівський, М.О.Вольченко, Д.О.Вольченко та ін. – Івано-Франківськ: Факел, 2004. – 230 с.
97. Сухарев И.П. Экспериментальные методы исследования деформации и прочности. – М.: Машиностроение, 1987. – 216 с.
98. Тарасевич Ю.Ю. Математическое и компьютерное моделирование. Вводный курс: Учеб. пос. 2-е изд., испр.- М.: Едиториал УРСС, 2002. – 144 с.
99. Тиль Р. Электрические измерения неэлектрических величин. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 190 с.
100. Тормозные устройства: Справочник / М.П.Александров, А.Г.Лысяков, В.Н.Федосеев, Н.В.Новожилов. – М.: Машиностроение, 1986. – 311 с.

101. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки / Пер. с англ.; Под. ред. Г.С.Шапиро. 2-е изд. – М.: Наука, 1966. – 636 с.
102. Федосеев В.Н., Марикян С.С. Оптимальное проектирование фрикционных пар тормозов повторно-кратковременного режима работы // Вестник машиностроения. – 1989. – №10. – С. 36-38.
103. 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.
104. Федосеев В.Н., Хурцидзе Т.В. Вероятностная оценка срока службы фрикционных пар тормозов повторно-кратковременного режима работы // Вестник машиностроения. – 1989. – №12. – С. 23-25.
105. Филин А.П. Прикладная механика твердого деформируемого тела: Сопротивление материалов с элементами теории сплошных сред и строительной механики. Т.2. – М.: Наука, 1978. – 616 с.
106. Чаплінський С.С. Моделювання роботи клапанів трипоршневих бурових насосів для підвищення ефективності їх проектування та експлуатації: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2004. – 181 с.
107. Чернець М., Пашечко М., Невчас А. Методи прогнозування та підвищення зносостійкості триботехнічних систем ковзання. В 3 т. Т.1. – Дрогобич: Коло, 2001. – 488 с.
108. Численный анализ прочности подземных трубопроводов / В.В.Алешин, В.Е.Селезнев, Г.С.Клишин и др.; Под ред. В.В.Алешина и В.Е.Селезнева. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 320 с.
109. Чичинадзе А.В., Белоусов В.Я., Богатчук И.М. Износостойкость фрикционных полимерных материалов. – Львов: Вища школа, 1989. – 144с.
110. Чичинадзе А.В., Матвеевский Р.М., Браун Э.Д. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. – М.:Наука, 1986. – 248 с.

111. Шахмалиев Г.М. Механика торможения и рациональный режим спуска бурильного инструмента. – Баку: Азернефтнешр, 1960. – 222 с.
112. Шахмалиев Г.М., Мирзаджанов Д.Б., Аскеров Т.М. Экспериментальное исследование влияния удельного давления и скорости скольжения на величину коэффициента трения тормозной пары механического тормоза буровой лебедки // Нефть и газ. – 1974. – №5. – С. 103-106.
113. Шахмалиев Г.М., Мирзаджанов Д.Б., Аскеров Т.М. Экспериментальные исследования характера изменения коэффициента трения тормозной пары механического тормоза буровой лебедки в процессе спуска бурильной колонны // Нефть и газ. – 1974. – №1. – с. 99 – 102.
114. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. – М.: Недра, 1987. – 155 с.
115. 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, – P. 562-570.
116. Kryzhanivskiy Y., Volchenko D., Storozh Y. The Static Dynamic Analyses of Loadings of Friction Units for Band-Shoe Brakes // Scientific Bulletin Serie C, Volum XVIII, Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology, Baia Mare. – 2004. – P. 187-195.
117. Ortwein W.C. Estimating Torque and Learning Pressure for Bend. Type Drum Brakes // SAE Techn. Pap. Ser. – 1984. – №841234. – P.6-8.
118. Rach N. 2004 should be a very good year // Oil and Gas J. – 2004. – № 4. – P. 53-59.
119. Rach N. Operators announce 2004 budgets, Drilling plans // Oil and Gas J. – 2004. – № 7. – P. 39-46.
120. Storozh B., Karyk R., Storozh Y. Calculation of drawworks band-shoe brake performance // Scientific Bulletin Serie C, Volum XVIII, Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology, Baia Mare. – 2004. – P. 255-263.

121. Volchenko A., Storozh Y., Storozh B., Karpyk R. Estimation of band-shoe brake performances for drilling winches // Buletin Stiintific, Volumul XVII, Partea 1, Fascicola: Mecanica, Tribologie, Technologia Constructiilor de Masini, Baia Mare. – 2003. – P. 285-290.
122. US drilling activity // Oil and Gas J. – 2004. – № 20. – P. 9-12.

ДОДАТКИ

Додаток А

Програмний блок розрахунку НДС ділянки гальмівної стрічки

1. Початкові дані:

Розміри стрічки і гальмівного шківів: $h := 4$ – товщина стрічки, мм $s := 22$ – ширина стрічки, мм

$L := 30$ – половина довжини ділянки стрічки між накладками по її серединній лінії,

$R := 644.5$ – радіус серединної лінії стрічки, мм $R_{ш} := 612.5$ – радіус гальмівного шківів, мм

Властивості матеріалу стрічки: $E := 2 \cdot 10^5$ – модуль Юнга, $\frac{H}{мм^2}$ $\nu := 0.3$ – коефіцієнт Пуассона

Довжина фрикційної накладки, мм: $W := 120$

Кількість циклів зміни натягу стрічки: $nQ := 6$

Кількість розрахункових точок на ділянках стрічки: $nN := 20$ $n := 20$

2. Розрахунок сталей і задання початкових значень:

циліндрична жорсткість стрічки: $D := \frac{E \cdot s \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}$

довжина ділянки стрічки, що не контактує з накладкою, мм: $W_x := 24.6437$

кути охоплення: $\alpha_0 := \arcsin\left[\frac{W}{2 \cdot \left(R - \frac{h}{2}\right)}\right]$ $\beta_0 := \frac{L}{R}$ $\phi_0 := \alpha_0 + \beta_0$

$\alpha_k := \arcsin\left(\frac{0.5 \cdot W - W_x}{R - \frac{h}{2}}\right)$ $\alpha_x := \alpha_0 - \alpha_k$

Початкові координати точок на стрічці над накладкою:

$iN := 0..nN$

$pitchN := \frac{\alpha_x}{nN}$ $\alpha_{iN} := iN \cdot pitchN$ $y_{NiN} := R \cdot \cos(\alpha_{iN})$ $x_{NiN} := R \cdot \sin\left[(-\alpha)_{iN}\right]$

$y_{N0iN} := y_{NiN}$ $x_{N0iN} := x_{NiN}$

$iN := 0..nN - 1$

$\Delta SN_{iN} := \sqrt{(x_{NiN} - x_{NiN+1})^2 + (y_{NiN} - y_{NiN+1})^2}$ $SN_{sum} := \sum_{iN=0}^{nN-1} \Delta SN_{iN}$

Початкові координати точок на стрічці між накладками:

$$i := 0..n$$

$$\text{pitch} := \frac{\beta_0}{n} \quad \beta_{p_i} := i \cdot \text{pitch} \quad y_i := R \cdot \cos(\beta_{p_i}) \quad x_i := R \cdot \sin[(-\beta_{p_i})]$$

$$y_{0_i} := y_i \quad x_{0_i} := x_i \quad \Delta y := y_0 - y_n$$

$$\Delta x := x_0 - x_n \quad \Delta y := y_0 - y_n \quad \Delta y_{\text{sum}_0} := \Delta y$$

$$i := 0..n-1 \quad \Delta S_i := (x_i - x_{i+1})^2 + (y_i - y_{i+1})^2 \quad S_{\text{sum}} := \sum_{i=0}^{n-1} \Delta S_i$$

Початкові значення параметрів:

$$i_Q := 0..n_Q$$

$$\Delta y_{\text{sum}_{i_Q}} := 0 \quad \beta := \beta_0 \quad K := \frac{180}{\pi} \quad \beta_{0\text{grd}} := \beta_0 \cdot K \quad \beta_{\text{sumgrd}_{i_Q}} := \beta_{0\text{grd}}$$

$$Q_{\text{sum}_{i_Q}} := 0 \quad SS_{\text{sum}_{i_Q}} := 0 \quad RB_{\text{sum}_{i_Q}} := 0 \quad RC_{\text{sum}_{i_Q}} := 0$$

$$\Delta X_{\text{sum}_{i_Q}} := 0 \quad \Delta Y_{\text{sum}_{i_Q}} := 0 \quad \Delta \beta_{\text{sum}_{i_Q}} := 0 \quad \Theta_{\text{sum}_{i_Q}} := 0$$

$$MB_{\text{sum}_{i_Q}} := 0 \quad MK_{i_Q} := 0 \quad X3_{\text{sum}_{i_Q}} := 0 \quad SC_{\text{sum}_{i_Q}} := 0$$

$$RN_P\alpha_{\text{sum}_{i_Q}} := 0 \quad P\alpha_{\text{sum}_{i_Q}} := 0 \quad QN_{\text{sum}_{i_Q}} := 0 \quad Q\beta_{\text{sum}_{i_Q}} := 0$$

$$R_P_RC_{\text{sum}_{i_Q}} := 0 \quad X2_{\text{sum}_{i_Q}} := 0 \quad Wx_{\text{sum}} := 0$$

3. Розрахунок сил і деформацій:

$$i_Q := 1 \quad (\text{початок циклу})$$

$$Q := 5000 - \text{сила, натягу стрічки, Н} \quad S := Q \cdot \cos(\beta)$$

а) ділянка стрічки між накладками:

$$i := 0..n \quad j := 0..n$$

Епюри згинальних моментів для стрічки в прогоні:

$$M11_{j,i} := -(y_j - y_i) \quad M12_{j,i} := (x_j - x_i) \quad M13 := 1$$

Коефіцієнти впливу:

$$\delta 1_Q := \frac{Q}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i=0}^{n-1} [(M11_{0,i})^2 + (M11_{0,i+1})^2] \cdot \Delta S_i$$

$$\delta 2_Q := \frac{Q}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i=0}^{n-1} (M12_{0,i} \cdot M11_{0,i} + M12_{0,i+1} \cdot M11_{0,i+1}) \cdot \Delta S_i$$

$$\delta_{3Q} := \frac{Q}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i=0}^{n-1} (M_{110,i} + M_{110,i+1}) \cdot \Delta S_i$$

$$k_{13} := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i=0}^{n-1} (M_{110,i} + M_{110,i+1}) \cdot \Delta S_i$$

$$k_{23} := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i=0}^{n-1} (M_{120,i} + M_{120,i+1}) \cdot \Delta S_i$$

$$k_{33} := \frac{1}{D} \cdot S_{\text{sum}}$$

б) ділянка стрічки над накладкою:

Епюри згинальних моментів для стрічки над накладкою:

$$j_N := 0 \dots n_N \quad i_N := 0 \dots n_N$$

$$M_{N11_{j_N, i_N}} := -(y_{N_{j_N}} - y_{N_{i_N}}) N_{12_{j_N, i_N}} := (x_{N_{j_N}} - x_{N_{i_N}}) N_{13} := 1$$

Коефіцієнти впливу для стрічки над накладкою:

$$i_N := 0 \dots n_N - 1$$

$$\delta_{N1S} := \frac{S}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i_N=0}^{n_N-1} \left[(M_{N110, i_N})^2 + (M_{N110, i_N+1})^2 \right] \cdot \Delta S_{i_N}$$

$$\delta_{N2S} := \frac{S}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i_N=0}^{n_N-1} (M_{N120, i_N} \cdot M_{N110, i_N} + M_{N120, i_N+1} \cdot M_{N110, i_N+1}) \cdot \Delta S_{i_N}$$

$$\delta_{N3S} := \frac{S}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i_N=0}^{n_N-1} (M_{N110, i_N} + M_{N110, i_N+1}) \cdot \Delta S_{i_N}$$

$$k_{N13} := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i_N=0}^{n_N-1} (M_{N110, i_N} + M_{N110, i_N+1}) \cdot \Delta S_{i_N}$$

$$k_{N23} := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i_N=0}^{n_N-1} (M_{N120, i_N} + M_{N120, i_N+1}) \cdot \Delta S_{i_N}$$

$$k_{N22} := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{iN=0}^{nN-1} \left[(MN12_{0,iN})^2 + (MN12_{0,iN+1})^2 \right] \cdot \Delta SN_{iN}$$

$$k_{N33} := \frac{1}{D} \cdot SN_{sum}$$

в) основне рівняння:

$$AN := k_{N33} - \frac{k_{N23}^2}{k_{N22}} \quad BN := -Q \cdot \Delta y \cdot AN + \delta N3S - \delta N2S \cdot \frac{k_{N23}}{k_{N22}}$$

$$F1(X3) := \left[\left[X3 \cdot (k33 + AN) + \delta3Q + BN \right] \cdot \left[X3 \cdot k23 + y_0 + \delta2Q + \Delta x \cdot \sin(X3 \cdot AN + BN) \dots \right] \right. \\ \left. + X3 \cdot k13 + \delta1Q - \Delta x \cdot (1 - \cos(X3 \cdot AN + BN)) - \Delta y \cdot \sin(X3 \cdot AN + BN) \right]$$

$$X3 := \text{root}(F1(X3), X3, 1, 1000000) \quad W_{xsum_{iQ}} := W_x \quad W_x = 24.644$$

г) результати розрахунку сил, моментів і зміщень в точках А, В і С:

$$\Theta := X3 \cdot AN + BN \quad \Delta X := k13 \cdot X3 + \delta1Q - \Delta x \cdot (1 - \cos(\Theta)) - \Delta y \cdot \sin(\Theta)$$

$$\Delta Y := k23 \cdot X3 + \delta2Q - \Delta y \cdot (1 - \cos(\Theta)) + \Delta x \cdot \sin(\Theta) \quad \Delta \beta := k33 \cdot X3 + \delta3Q + \Theta$$

$$MB := X3 - Q \cdot (\Delta y + \Delta Y) + \Delta y \cdot Q_{sum_{iQ-1}} \quad x_2 := \frac{-(k_{N23} \cdot MB + \delta N2S)}{k_{N22}}$$

$$RC := x_2 \cdot \cos(\alpha x) - S \cdot \sin(\alpha x) \quad SC := S \cdot \cos(\alpha x) + x_2 \cdot \sin(\alpha x) \quad RC = 4.062 \times 10^{-4}$$

$$X2_{sum_{iQ}} := X2_{sum_{iQ-1}} + X2 \quad RB := X2 + Q \cdot \sin(\beta) \quad RN := RB \cdot \cos(\alpha 0) \quad SS_{sum_{iQ}} := SS_{sum_{iQ-1}} + S$$

$$MB_{sum_{iQ}} := MB_{sum_{iQ-1}} + Ml \quad x_k := R \cdot \sin(\alpha x) \quad y_k := R \cdot (1 - \cos(\alpha x)) \quad P\alpha := SC \cdot \sin(\alpha 0 - \alpha x)$$

$$MK_{iQ} := MB_{sum_{iQ}} - (y_k \cdot SS_{sum_{iQ}} - X2_{sum_{iQ}} \cdot x_k)$$

$$Q_{sum_{iQ}} := Q_{sum_{iQ-1}} + Q \quad \Delta X_{sum_{iQ}} := \Delta X_{sum_{iQ-1}} + \Delta X \quad \Delta Y_{sum_{iQ}} := \Delta Y_{sum_{iQ-1}} + \Delta Y$$

$$X3_{sum_{iQ}} := X3_{sum_{iQ-1}} + X3 \quad RB_{sum_{iQ}} := RB_{sum_{iQ-1}} + RB \quad RC_{sum_{iQ}} := RC_{sum_{iQ-1}} + RC$$

$$\Theta_{sum_{iQ}} := \Theta_{sum_{iQ-1}} + \Theta \quad RN_P\alpha_{sum_{iQ}} := RN_P\alpha_{sum_{iQ-1}} + RN + P\alpha$$

$$Q\beta_{sum_{iQ}} := Q\beta_{sum_{iQ-1}} + Q \cdot \sin(\beta) \quad P\alpha_{sum_{iQ}} := P\alpha_{sum_{iQ-1}} + P\alpha$$

$$R_P_RC_{sum_{iQ}} := R_P_RC_{sum_{iQ-1}} + RN + P\alpha - RC \cdot \cos(\alpha 0 - \alpha x)$$

$$SC_{sum_{iQ}} := SC_{sum_{iQ-1}} + SC \quad QN_{sum_{iQ}} := QN_{sum_{iQ-1}} + Q \cdot \sin(\alpha 0 + \beta)$$

д) нові координати точок на стрічці над накладкою:

$$j_N := 0..n_N - 1 \quad i_N := 0..n_N$$

$$k_{N11j_N} := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i_N = j_N}^{n_N - 1} \left[(MN11_{j_N, i_N} \cdot MN11_{0, i_N}) + (MN11_{j_N, i_{N+1}} \cdot MN11_{0, i_{N+1}}) \right] \cdot \Delta SN_{i_N}$$

$$k_{N12j_N} := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i_N = j_N}^{n_N - 1} (MN12_{0, i_N} \cdot MN11_{j_N, i_N} + MN12_{0, i_{N+1}} \cdot MN11_{j_N, i_{N+1}}) \cdot \Delta SN_{i_N}$$

$$k_{N21j_N} := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i_N = j_N}^{n_N - 1} (MN12_{j_N, i_N} \cdot MN11_{0, i_N} + MN12_{j_N, i_{N+1}} \cdot MN11_{0, i_{N+1}}) \cdot \Delta SN_{i_N}$$

$$k_{N13j_N} := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i_N = j_N}^{n_N - 1} (MN11_{j_N, i_N} + MN11_{j_N, i_{N+1}}) \cdot \Delta SN_{i_N}$$

$$k_{N31j_N} := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i_N = j_N}^{n_N - 1} (MN11_{0, i_N} + MN11_{0, i_{N+1}}) \cdot \Delta SN_{i_N}$$

$$k_{N32j_N} := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i_N = j_N}^{n_N - 1} (MN12_{0, i_N} + MN12_{0, i_{N+1}}) \cdot \Delta SN_{i_N}$$

$$k_{N23j_N} := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i_N = j_N}^{n_N - 1} (MN12_{j_N, i_N} + MN12_{j_N, i_{N+1}}) \cdot \Delta SN_{i_N}$$

$$k_{N22j_N} := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i_N = j_N}^{n_N - 1} \left[(MN12_{j_N, i_N} \cdot MN12_{0, i_N}) + (MN12_{j_N, i_{N+1}} \cdot MN12_{0, i_{N+1}}) \right] \cdot \Delta SN_{i_N}$$

$$k_{N33j_N} := \frac{1}{D} \cdot \sum_{i_N = j_N}^{n_N - 1} \Delta SN_{i_N}$$

$$i_N := 0..n_N$$

$$\Delta NX_{j_N} := k_{N11j_N} \cdot S + k_{N12j_N} \cdot X_2 + k_{N13j_N} \cdot MB \quad \Delta NX_{j_{n_N}} := 0$$

$$\Delta NY_{j_N} := k_{N21j_N} \cdot S + k_{N22j_N} \cdot X_2 + k_{N23j_N} \cdot MB \quad \Delta NY_{j_{n_N}} := 0$$

$$\Delta N\Theta_{j_N} := k_{N31j_N} \cdot S + k_{N32j_N} \cdot X_2 + k_{N33j_N} \cdot MB \quad \Delta N\Theta_{j_{n_N}} := 0$$

$$x_{Nj_N} := x_{Nj_N} + \Delta NX_{j_N}$$

$$y_{Nj_N} := y_{Nj_N} + \Delta NY_{j_N}$$

е) видовження стрічки над накладкою:

$$iN := 0..nN - 1$$

$$LNk := R \cdot \alpha k \quad AxialS := \frac{S}{h \cdot s \cdot E} \quad DevAxNk := LNk \cdot AxialS \cdot \frac{SC}{S} \quad del\beta Nk := \frac{DevAxNk}{R}$$

$$delx_{iN} := xN_{iN} - xN_{iN+1} \quad XDevAxN_{iN} := AxialS \cdot \frac{(delx_{iN})^2}{\Delta SN_{iN}} \quad del\beta Nx := \frac{-xN_0}{R}$$

$$XDevAxNsum := \sum_{ix=0}^{nN-1} XDevAxN_{ix}$$

$$iN := 0..nN$$

$$xN_{iN} := xN_{iN} \cdot \cos(del\beta Nx) + yN_{iN} \cdot \sin(del\beta Nx)$$

$$yN_{iN} := -(xN_{iN}) \cdot \sin(del\beta Nx) + yN_{iN} \cdot \cos(del\beta Nx)$$

$$XDevAxNsum := XDevAxNsum + xN_0 + DevAxNk \quad del\beta N := \frac{-XDevAxNsum}{y_0}$$

$$xN_{nN} := xN_{nN} \cdot \cos(del\beta Nk) + yN_{nN} \cdot \sin(del\beta Nk)$$

$$yN_{nN} := -(xN_{nN}) \cdot \sin(del\beta Nk) + yN_{nN} \cdot \cos(del\beta Nk)$$

$$\alpha k := \operatorname{asin}\left[\frac{(0.5 \cdot W - Wx)}{R}\right] \quad \alpha x := \alpha_0 - \alpha k \quad yN_{nN} := R \cdot \cos(\alpha x) \quad xN_{nN} := R \cdot \sin(-\alpha x)$$

$$iN := 0..nN - 1$$

$$\Delta SN_{iN} := \sqrt{(xN_{iN} - xN_{iN+1})^2 + (yN_{iN} - yN_{iN+1})^2} \quad SNsum := \sum_{iN=0}^{nN-1} \Delta SN_{iN}$$

є) нові координати точок на стрічці між накладками:

$$j := 0..n - 1$$

$$k11j := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i=j}^{n-1} [(M11_{j,i} \cdot M11_{0,i}) + (M11_{j,i+1} \cdot M11_{0,i+1})] \cdot \Delta S_i$$

$$k13j := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i=j}^{n-1} (M11_{j,i} + M11_{j,i+1}) \cdot \Delta S_i$$

$$k21j := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i=j}^{n-1} (M12_{j,i} \cdot M11_{0,i} + M12_{j,i+1} \cdot M11_{0,i+1}) \cdot \Delta S_i$$

$$k23j_j := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i=j}^{n-1} (M12_{j,i} + M12_{j,i+1}) \cdot \Delta S_i$$

$$k31j_j := \frac{1}{2 \cdot D} \cdot \sum_{i=j}^{n-1} (M11_{0,i} + M11_{0,i+1}) \cdot \Delta S_i \quad k33j_j := \frac{1}{D} \cdot \sum_{i=j}^{n-1} \Delta S_i$$

$$\Delta X_{j_j} := k13j_j \cdot X_3 + k11j_j \cdot Q - (x_j - x_n) \cdot (1 - \cos(\Theta)) - (y_j - y_n) \cdot \sin(\Theta)$$

$$\Delta Y_{j_j} := k23j_j \cdot X_3 + k21j_j \cdot Q - (y_j - y_n) \cdot (1 - \cos(\Theta)) + (x_j - x_n) \cdot \sin(\Theta)$$

$$\Delta \beta_{j_j} := k33j_j \cdot X_3 + k31j_j \cdot Q + \Theta$$

$$j := 0..n$$

$$\Delta X_{j_n} := 0 \quad \Delta Y_{j_n} := 0 \quad \Delta X_{j_0} := \Delta X_{j_0} + XDevAxNsum$$

$$x_j := x_j + \Delta X_{j_j} \quad y_j := y_j + \Delta Y_{j_j}$$

г) видовження стрічки між накладками:

$$i := 0..n-1$$

$$\text{del}x_i := x_i - x_{i+1} \quad \text{Axial}Q := \frac{Q}{h \cdot s \cdot E} \quad XDevAx_i := \text{Axial}Q \cdot \frac{(\text{del}x_i)^2}{\Delta S_i}$$

$$XDevAxsum := \sum_i XDevAx_i$$

$$x_0 := x_0 + XDevAxNsum + XDevAxsum \quad \text{del}x := x_0$$

$$i := 0..n$$

$$Rxy_i := \sqrt{(x_i)^2 + (y_i)^2} \quad \text{del}\beta := \frac{-x_0}{y_0}$$

$$x_i := x_i \cdot \cos(\text{del}\beta) + y_i \cdot \sin(\text{del}\beta) \quad y_i := -(x_i) \cdot \sin(\text{del}\beta) + y_i \cdot \cos(\text{del}\beta)$$

$$\beta := \beta - \text{del}\beta \quad \beta_{\text{grd}} := \beta \cdot \frac{180}{\pi} \quad \beta_{\text{sum}iQ} := \beta_{\text{grd}} \quad \Delta\beta_{\text{sum}iQ} := \Delta\beta_{\text{sum}iQ-1} + \text{del}\beta$$

$$i := 0..n-1$$

$$\Delta S_i := \sqrt{(x_i - x_{i+1})^2 + (y_i - y_{i+1})^2} \quad Ssum := \sum_{i=0}^{n-1} \Delta S_i$$

$$\Delta y := y_0 - y_n \quad \Delta y_{\text{sum}iQ} := \Delta y$$

(кінець циклу)

Вивід результатів для: $L=30$ $Rm=612,5$ $h=4$

$$iQ := 0..nQ \quad jN := 0..nN \quad \beta_0 = 0.047 \quad \beta_0 \cdot \frac{180}{\pi} = 2.667 \quad nN = 20 \quad n = 20 \quad nQ = 6 \quad D = 2.579 \times 10^8$$

$Qsum_{iQ} =$

0
$5 \cdot 10^3$
$2 \cdot 10^4$
$5.5 \cdot 10^4$
$9 \cdot 10^4$
$1.25 \cdot 10^5$
$1.6 \cdot 10^5$

$SSsum_{iQ} =$

0
$4.995 \cdot 10^3$
$1.998 \cdot 10^4$
$5.494 \cdot 10^4$
$8.99 \cdot 10^4$
$1.249 \cdot 10^5$
$1.598 \cdot 10^5$

$SCsum_{iQ} =$

0
$4.998 \cdot 10^3$
$1.999 \cdot 10^4$
$5.498 \cdot 10^4$
$8.997 \cdot 10^4$
$1.25 \cdot 10^5$
$1.599 \cdot 10^5$

$MBsum_{iQ} =$

0
$-1.987 \cdot 10^3$
$-7.887 \cdot 10^3$
$-2.137 \cdot 10^4$
$-3.473 \cdot 10^4$
$-4.793 \cdot 10^4$
$-6.1 \cdot 10^4$

$MK_{iQ} =$

0
396.194
$1.539 \cdot 10^3$
$4.121 \cdot 10^3$
$6.704 \cdot 10^3$
$9.232 \cdot 10^3$
$1.172 \cdot 10^4$

$\Delta Xsum_{iQ} =$

0
$4.328 \cdot 10^{-5}$
$1.726 \cdot 10^{-4}$
$4.694 \cdot 10^{-4}$
$7.572 \cdot 10^{-4}$
$1.036 \cdot 10^{-3}$
$1.307 \cdot 10^{-3}$

$\Delta Ysum_{iQ} =$

0
$-1.599 \cdot 10^{-3}$
$-6.389 \cdot 10^{-3}$
-0.017
-0.028
-0.039
-0.05

$\Theta sum_{iQ} =$

0
$-3.856 \cdot 10^{-5}$
$-1.542 \cdot 10^{-4}$
$-4.213 \cdot 10^{-4}$
$-6.829 \cdot 10^{-4}$
$-9.398 \cdot 10^{-4}$
$-1.192 \cdot 10^{-3}$

$X3sum_{iQ} =$

0
$1.496 \cdot 10^3$
$5.974 \cdot 10^3$
$1.634 \cdot 10^4$
$2.65 \cdot 10^4$
$3.648 \cdot 10^4$
$4.628 \cdot 10^4$

$Q\beta sum_{iQ} =$

0
232.655
930.718
$2.56 \cdot 10^3$
$4.191 \cdot 10^3$
$5.824 \cdot 10^3$
$7.459 \cdot 10^3$

$\Delta\beta sum_{iQ} =$

0
$-6.698 \cdot 10^{-6}$
$-2.687 \cdot 10^{-5}$
$-7.4 \cdot 10^{-5}$
$-1.21 \cdot 10^{-4}$
$-1.681 \cdot 10^{-4}$
$-2.151 \cdot 10^{-4}$

$\beta sum_{grd_{iQ}} =$

2.66699
2.66737
2.66853
2.67123
2.67392
2.67662
2.67931

$\Delta ysum_{iQ} =$

0
0.697
0.693
0.683
0.673
0.664
0.655

$X2sum_{iQ} =$

0
192.209
764.607
$2.085 \cdot 10^3$
$3.4 \cdot 10^3$
$4.707 \cdot 10^3$
$6.007 \cdot 10^3$

$Wxsum_{iQ} =$

0
24.644
24.463
24.19
24.088
23.94
23.807

$RN_P\alpha sum_{iQ} =$

0
698.059
$2.792 \cdot 10^3$
$7.68 \cdot 10^3$
$1.257 \cdot 10^4$
$1.746 \cdot 10^4$
$2.235 \cdot 10^4$

$QNsum_{iQ} =$

0
698.058
$2.792 \cdot 10^3$
$7.68 \cdot 10^3$
$1.257 \cdot 10^4$
$1.746 \cdot 10^4$
$2.235 \cdot 10^4$

$R_P_RCsum_{iQ} =$

0
698.058
$2.792 \cdot 10^3$
$7.68 \cdot 10^3$
$1.257 \cdot 10^4$
$1.746 \cdot 10^4$
$2.235 \cdot 10^4$

$P\alpha sum_{iQ} =$

0
275.052
$1.104 \cdot 10^3$
$3.054 \cdot 10^3$
$5.01 \cdot 10^3$
$6.974 \cdot 10^3$
$8.944 \cdot 10^3$

$RCsum_{iQ} =$

0
$4.062 \cdot 10^{-4}$
$1.028 \cdot 10^{-4}$
$-4.454 \cdot 10^{-3}$
$-2.998 \cdot 10^{-3}$
$-4.164 \cdot 10^{-3}$
$-5.783 \cdot 10^{-3}$

$$iN := 0..nN \quad RN_{xy_{iN}} := \sqrt{(xN_{iN})^2 + (yN_{iN})^2} \quad j := 0..n$$

$$R_{xy_j} := \sqrt{(x_j)^2 + (y_j)^2}$$

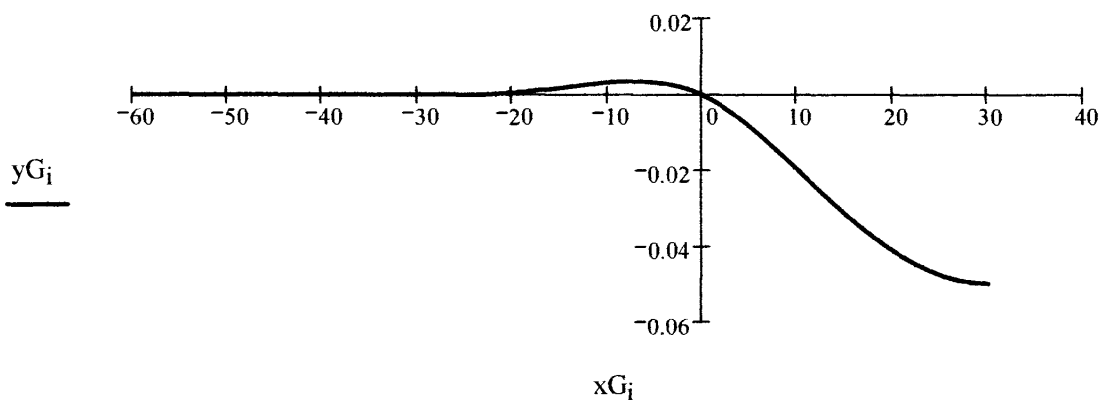
Координати стрічки над накладкою:

Координати стрічки між накладками:

$xN_{iN} =$	$yN_{iN} =$	$RNxy_{iN} - R =$	$x_j =$	$x0_j =$	$y_j =$	$Rxy_j - R =$
0	644.5	$-9.09495 \cdot 10^{-13}$	$-2.235 \cdot 10^{-11}$	0	644.45	-0.05
-1.24	644.5	$1.2489 \cdot 10^{-3}$	-1.637	-1.5	644.448	-0.05
-2.479	644.497	$2.17805 \cdot 10^{-3}$	-3.137	-3	644.443	-0.049
-3.719	644.492	$2.82877 \cdot 10^{-3}$	-4.637	-4.5	644.435	-0.048
-4.958	644.484	$3.23999 \cdot 10^{-3}$	-6.137	-6	644.424	-0.047
-6.197	644.474	$3.4483 \cdot 10^{-3}$	-7.637	-7.5	644.41	-0.045
-7.437	644.461	$3.48792 \cdot 10^{-3}$	-9.137	-9	644.393	-0.043
-8.676	644.445	$3.39074 \cdot 10^{-3}$	-10.637	-10.5	644.372	-0.04
-9.916	644.427	$3.18634 \cdot 10^{-3}$	-12.137	-11.999	644.348	-0.038
-11.155	644.406	$2.90197 \cdot 10^{-3}$	-13.636	-13.499	644.321	-0.035
-12.394	644.383	$2.56258 \cdot 10^{-3}$	-15.136	-14.999	644.291	-0.031
-13.634	644.358	$2.19085 \cdot 10^{-3}$	-16.636	-16.498	644.257	-0.028
-14.873	644.33	$1.80714 \cdot 10^{-3}$	-18.135	-17.998	644.22	-0.025
-16.112	644.3	$1.42956 \cdot 10^{-3}$	-19.635	-19.497	644.18	-0.021
-17.351	644.267	$1.07394 \cdot 10^{-3}$	-21.134	-20.996	644.136	-0.017
-18.59	644.233	$7.53842 \cdot 10^{-4}$	-22.633	-22.495	644.088	-0.014
-19.829	644.195	$4.80586 \cdot 10^{-4}$	-24.133	-23.994	644.037	-0.011
-21.068	644.156	$2.63224 \cdot 10^{-4}$	-25.632	-25.493	643.983	$-7.457 \cdot 10^{-3}$
-22.307	644.114	$1.08561 \cdot 10^{-4}$	-27.13	-26.992	643.924	$-4.58 \cdot 10^{-3}$
-23.545	644.07	$2.11547 \cdot 10^{-5}$	-28.629	-28.491	643.862	$-2.067 \cdot 10^{-3}$
-24.057	644.051	0	-30.128	-29.989	643.795	$-5.986 \cdot 10^{-6}$

$$xG_0 := -60 \quad yG_0 := 0 \quad i := 1..nN \quad xG_i := xN_{nN-i} \quad yG_i := RNxy_{nN-i} - R \quad G_1 := 0$$

$$i := (nN + 1)..(nN + n + 1) \quad xG_i := -x_n + x_{nN+n+1-i} \quad yG_i := Rxy_{nN+n+1-i} - R \quad i := 0..nN + n + 1$$

Графік прогину ділянки гальмівної стрічки над накладкою ($xG < 0$) і між накладками ($xG > 0$):

Додаток Б

Таблиця Б.1

Чотирифакторний план $5^2 \cdot 3^2 // 30$ для моделювання ділянки гальмівної стрічки

№ точки плану	Чинники:					№ точки плану	Чинники:				
	X_1	X_2	X_3	X_4	X_2'		X_1	X_2	X_3	X_4	X_2'
1	-2	-1	-1	1	-1	16	0	0	-1	-1	0
2	-2	-1	1	0	-1	17	0	1	-2	1	1,491
3	-2	0	0	-1	0	18	0	1	0	0	1,491
4	-2	0	2	-1	0	19	1	-1	2	-1	-1
5	-2	1	1	1	1,491	20	1	-1	-1	0	-1
6	-2	1	-2	0	1,491	21	1	0	-2	1	0
7	-1	-1	0	-1	-1	22	1	0	0	1	0
8	-1	-1	2	0	-1	23	1	1	-1	-1	1,491
9	-1	0	1	1	0	24	1	1	1	0	1,491
10	-1	0	-2	1	0	25	2	-1	-2	1	-1
11	-1	1	2	-1	1,491	26	2	-1	0	0	-1
12	-1	1	-1	0	1,491	27	2	0	-1	-1	0
13	0	-1	1	1	-1	28	2	0	1	-1	0
14	0	-1	-2	0	-1	29	2	1	0	1	1,491
15	0	0	2	-1	0	30	2	1	2	0	1,491

Додаток В

Програмний блок для розрахунку НДС фрикційної накладки та розподілу сил в контакті фрикційної накладки з гальмівним шківом

Побудова геометрії накладки:

```

/BATCH
/FILENAME, BrSh_LAST
/TITLE, BRAKE SHOE f=0.35, FULL FORCE

/PREP7
K, 1, 0, 0           !ПОБУДОВА КРАЙНІХ ТОЧОК НАКЛАДКИ
K,2, -0.06, 0.722513
K,3, -0.06, 0.7526121
K,4, 0.06, 0.722513
K,5, 0.06, 0.7526121

CSYS, 1             !ЦИЛІНДРИЧНА СИСТЕМА КООРДИНАТ

LARC, 2, 4, 1, 0.725   !ПОБУДОВА ЛІНІЙ НАКЛАДКИ
LARC, 3, 5, 1,0.755
LSTR, 2, 3
LSTR, 4, 5

LDIV, 2, .5         !ПОДІЛ ВЕРХНЬОЇ ЧАСТИНИ НАКЛАДКИ
LDIV, 2, .4
LDIV, 5, .6
LDIV, 2, .375
LDIV, 7, .625

```

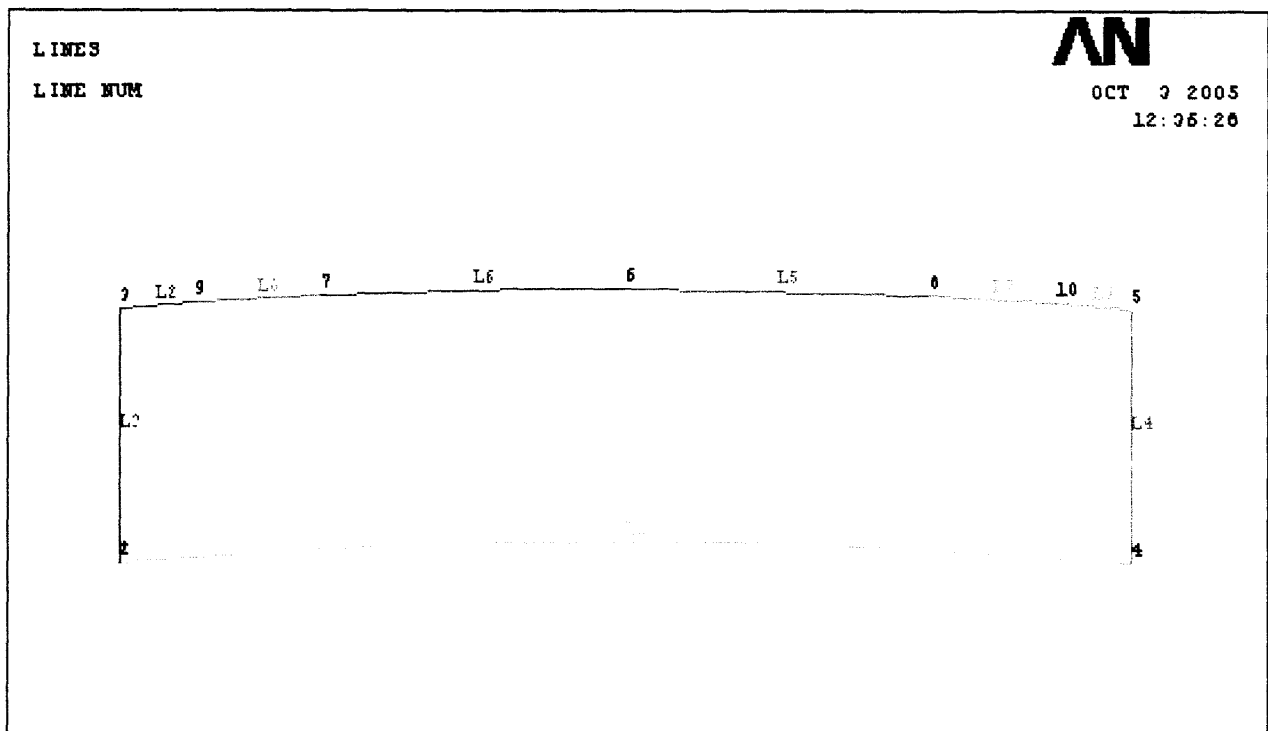


Рис.В.1. Побудова ліній фрикційної накладки

A,2,4,5,10,8,6,7,9,3 !ПОБУДОВА ПЛОЩІ

Створення скінчено-елементної моделі:

ET,1, PLANE182,,,3 !МАТЕРІАЛ
 R,1,.23 !ТОВЩИНА
 MP,EX,1,7.9944E+009 !МОДУЛЬ ЮНГА
 MP,NUXY,1,.37 !КОЕФІЦІЄНТ ПУАСОНА

ESIZE, 0.001 !ЗАДАННЯ РОЗМІРУ МЕШУВАННЯ
 TYPE, 1 !! ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕЛЕМЕНТІВ
 MAT, 1
 REAL,1
 AMESH, 1
 NROTAT, ALL !ЗМІНЮЄМО ВУЗЛОВУ СИСТЕМУ КООРДИНАТ

Навантаження та розв'язок SE моделі:

NSEL, S, NODE, , 1, 123 !ВИБИРАЄМО НИЖНІ ВУЗЛИ
 CM, BottomNodes, NODE !ПРИСВОЮЄМО ІМ'Я КОМПОНЕНТИ
 ALLSEL !ВИБИРАЄМО ВСЕ

NSEL, S, NODE, , 180 !ВИБИРАЄМО НОДИ НА СЕРЕДНІЙ ЛІНІЇ
 NSEL, A, NODE, , 3194
 NSEL, A, NODE, , 2893
 NSEL, A, NODE, , 2600
 CM, MiddleNodes, NODE
 ALLSEL

finish
 !SOLU
 CSYS, 1
 D, 180, UY !ЗАКРІПЛЕННЯ ВУЗЛА ПО ОСІ y
 D, BottomNodes, UX !ЗАКРІПЛЕННЯ НИЖНІХ ВУЗЛІВ

SFL, 5, PRES, , 921394 !РІВНОМІРНИЙ ТИСК НАБІГАЮЧА
 SFL, 6, PRES, , 851598 !РІВНОМІРНИЙ ТИСК ЗБІГАЮЧА
 SFL, 9, PRES, , 0, 1.08282E7 !НЕРІВНОМІРНИЙ ТИСК НАБІГАЮЧА
 SFL, 2, PRES, , 1.00079E7, 0 !НЕРІВНОМІРНИЙ ТИСК ЗБІГАЮЧА

ALLSEL

SBCTRAN !ПЕРЕТВОРЕННЯ СИЛ ДО SE

!PSF, PRES, , 2, , ON !ПОКАЗУЄМО СИЛИ СТІЛКАМИ
 solve
 finish

Вивід результатів розв'язку SE моделі:

!POST1
 !NOPR
 RSYS, SOLU
 SET, 1 !ЗЧИТУЄМО ДАНІ

```

/OUTPUT, OUT, REZ
PRRSOL
EPLOT
PLDISP
/PSF, PRES, , 2, , ON
/REPLOT
finish

```

!ДРУК ОПОРНИХ РЕАКЦІЙ

!ПОКАЗУЄМО СИЛИ СТІЛКАМИ

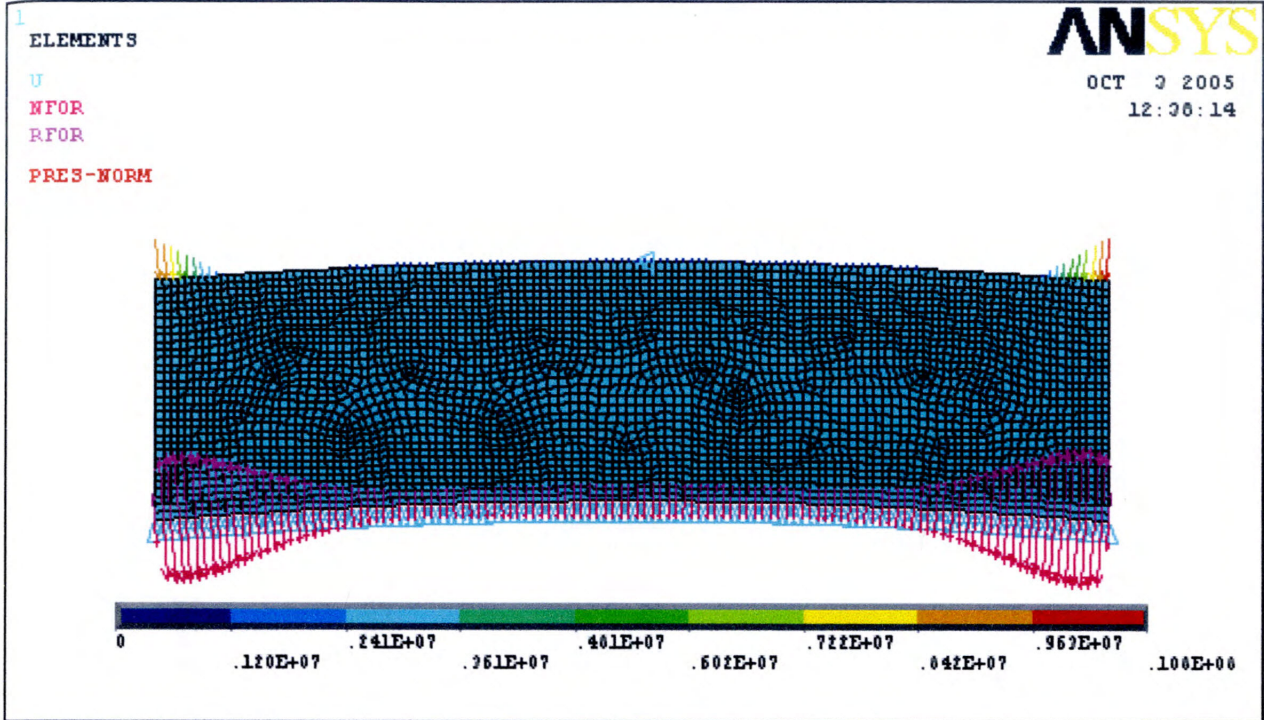


Рис.В.2. Навантажена скінчено-елементна модель фрикційної накладки

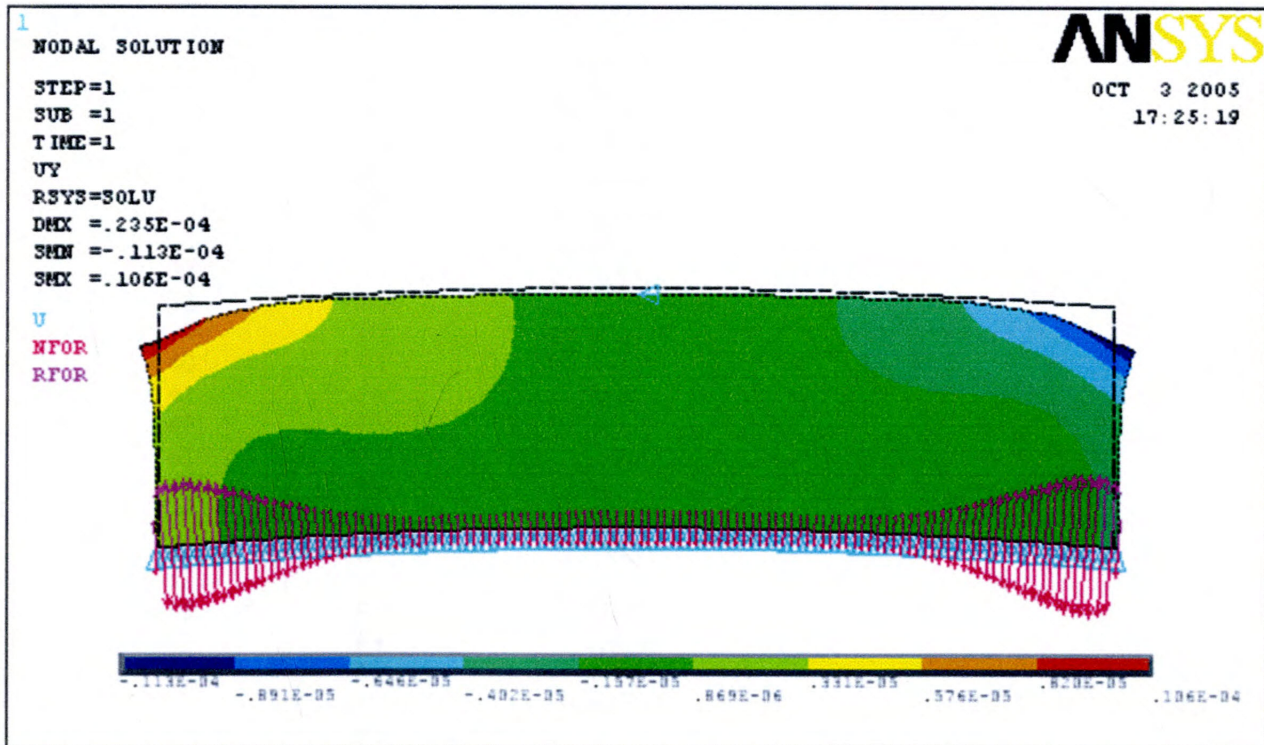


Рис.В.3 Деформація фрикційної накладки без сили тертя

Прикладення сил тертя та розв'язок СЕ моделі:

```

/BATCH
/SOLU
CSYS, 1
ALLSEL          !ВИБИРАЄМО ВСЕ
SBCTRAN
F      ,      1      ,      FY      ,      79.7895
F      ,      3      ,      FY      ,      107.87
F      ,      4      ,      FY      ,      132.2776
F      ,      5      ,      FY      ,      153.3322
F      ,      6      ,      FY      ,      169.5904
F      ,      7      ,      FY      ,      180.3893
F      ,      8      ,      FY      ,      185.7653
F      ,      9      ,      FY      ,      187.3781
F      ,     10      ,      FY      ,      186.2287
F      ,     11      ,      FY      ,      182.9877
F      ,     12      ,      FY      ,      178.1458
F      ,     13      ,      FY      ,      172.0852
F      ,     14      ,      FY      ,      165.1139
F      ,     15      ,      FY      ,      157.4902
F      ,     16      ,      FY      ,      149.4311
F      ,     17      ,      FY      ,      141.1193
F      ,     18      ,      FY      ,      132.7095
F      ,     19      ,      FY      ,      124.3312
F      ,     20      ,      FY      ,      116.0922
F      ,     21      ,      FY      ,      108.0772
F      ,     22      ,      FY      ,      100.3513
F      ,     23      ,      FY      ,      92.967
F      ,     24      ,      FY      ,      85.9579
F      ,     25      ,      FY      ,      79.3422
F      ,     26      ,      FY      ,      73.1304
F      ,     27      ,      FY      ,      67.3239
F      ,     28      ,      FY      ,      61.9136
F      ,     29      ,      FY      ,      56.8869
F      ,     30      ,      FY      ,      52.2235
F      ,     31      ,      FY      ,      47.9031
F      ,     32      ,      FY      ,      43.9012
F      ,     33      ,      FY      ,      40.19113
F      ,     34      ,      FY      ,      36.74846
F      ,     35      ,      FY      ,      33.55338
F      ,     36      ,      FY      ,      30.58342
F      ,     37      ,      FY      ,      27.82682
F      ,     38      ,      FY      ,      25.26874
F      ,     39      ,      FY      ,      22.90253
F      ,     40      ,      FY      ,      20.72651
F      ,     41      ,      FY      ,      18.74334
F      ,     42      ,      FY      ,      16.95722
F      ,     43      ,      FY      ,      15.38215
F      ,     44      ,      FY      ,      14.03381
F      ,     45      ,      FY      ,      12.9318
F      ,     46      ,      FY      ,      12.09831
F      ,     47      ,      FY      ,      11.55903
F      ,     48      ,      FY      ,      11.34168
F      ,     49      ,      FY      ,      11.47559
F      ,     50      ,      FY      ,      11.98393
F      ,     51      ,      FY      ,      12.89211
F      ,     52      ,      FY      ,      14.21546
F      ,     53      ,      FY      ,      15.96854
F      ,     54      ,      FY      ,      18.15282

```

F	,	55	,	FY	,	20.76697
F	,	56	,	FY	,	23.79657
F	,	57	,	FY	,	27.22223
F	,	58	,	FY	,	31.00832
F	,	59	,	FY	,	35.11305
F	,	60	,	FY	,	39.48287
F	,	61	,	FY	,	44.05751
F	,	62	,	FY	,	48.7648
F	,	63	,	FY	,	53.529
F	,	64	,	FY	,	58.2708
F	,	65	,	FY	,	62.9118
F	,	66	,	FY	,	67.375
F	,	67	,	FY	,	71.5925
F	,	68	,	FY	,	75.502
F	,	69	,	FY	,	79.0517
F	,	70	,	FY	,	82.1989
F	,	71	,	FY	,	84.9107
F	,	72	,	FY	,	87.1661
F	,	73	,	FY	,	88.9546
F	,	74	,	FY	,	90.2762
F	,	75	,	FY	,	91.1407
F	,	76	,	FY	,	91.5677
F	,	77	,	FY	,	91.5838
F	,	78	,	FY	,	91.2219
F	,	79	,	FY	,	90.5184
F	,	80	,	FY	,	89.5181
F	,	81	,	FY	,	88.2651
F	,	82	,	FY	,	86.8084
F	,	83	,	FY	,	85.1991
F	,	84	,	FY	,	83.4904
F	,	85	,	FY	,	81.7327
F	,	86	,	FY	,	79.982
F	,	87	,	FY	,	78.2943
F	,	88	,	FY	,	76.7249
F	,	89	,	FY	,	75.3312
F	,	90	,	FY	,	74.1692
F	,	91	,	FY	,	73.2991
F	,	92	,	FY	,	72.7776
F	,	93	,	FY	,	72.6663
F	,	94	,	FY	,	73.0233
F	,	95	,	FY	,	73.9095
F	,	96	,	FY	,	75.3809
F	,	97	,	FY	,	77.4935
F	,	98	,	FY	,	80.2991
F	,	99	,	FY	,	83.8474
F	,	100	,	FY	,	88.1818
F	,	101	,	FY	,	93.3408
F	,	102	,	FY	,	99.3531
F	,	103	,	FY	,	106.2446
F	,	104	,	FY	,	114.0251
F	,	105	,	FY	,	122.6988
F	,	106	,	FY	,	132.2496
F	,	107	,	FY	,	142.6523
F	,	108	,	FY	,	153.8726
F	,	109	,	FY	,	165.8664
F	,	110	,	FY	,	178.577
F	,	111	,	FY	,	191.9582
F	,	112	,	FY	,	205.9652
F	,	113	,	FY	,	220.5665
F	,	114	,	FY	,	235.7726
F	,	115	,	FY	,	251.6654
F	,	116	,	FY	,	268.4591


```

F      ,      117      ,      FY      ,      286.6304
F      ,      118      ,      FY      ,      307.2237
F      ,      119      ,      FY      ,      328.9972
F      ,      120      ,      FY      ,      350.6013
F      ,      121      ,      FY      ,      371.7063
F      ,      122      ,      FY      ,      392.875
F      ,      2        ,      FY      ,      409.5
/PSF, PRES, , 2, , ON      !ПОКАЗУЄМО СИЛИ СТІЛКАМИ
solve
finish

```

Вивід результатів розв'язку CE моделі та запис їх у файл:

```

/POST1
/NOPR
RSYS, SOLU
SET, 1
/OUTPUT, OUT001, REZ
PRRSOL
nPLOT
/PSF, PRES, , 2, , ON
/PBC, all
/replot
finish

```

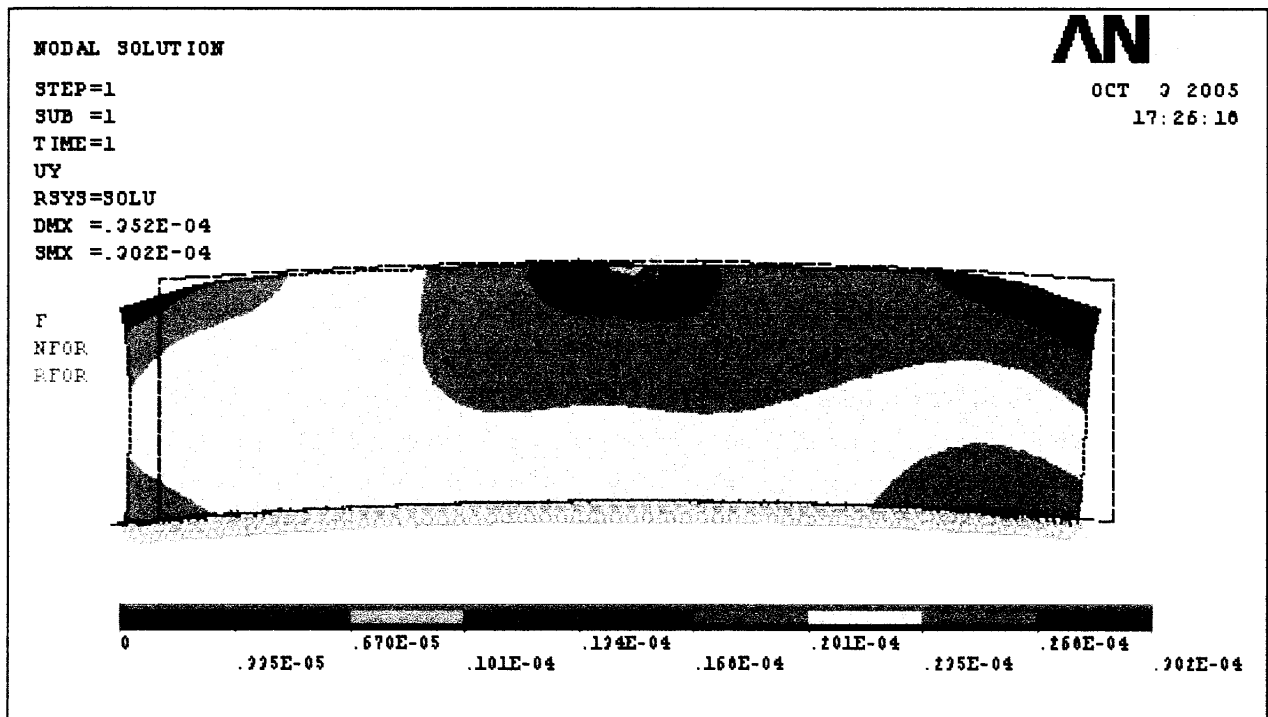


Рис.В.4. Деформація фрикційної накладки з силою тертя

Додаток Г

Розрахунок жорсткості ділянки гальмівного вузла

Циліндрична жорсткість гальмівного вузла – гальмівної стрічки із змонтованими на ній фрикційними накладками, – при відході стрічки від шківів збільшується порівняно із жорсткістю стрічки тільки на ділянках, для яких радіус кривини стрічки зменшується (див. підрозділ 2.4). Коефіцієнт $K_{ж}$ збільшення жорсткості для таких ділянок вузла визначаємо як відношення радіальних переміщень Δ_1 точки A стрічки без накладки під дією сили P до відповідного переміщення Δ_{1H} цієї точки, коли деформацію стрічки обмежує накладка (див. рис. Г.1 а)

$$K_{ж} = \frac{\Delta_1}{\Delta_{1H}}. \quad (\text{Г.1})$$

Опишемо особливості розрахункової схеми, зображеної на рис. Г.1 а. Накладка 1 і стрічка 2 защемлені в поперечному перерізі – радіальній площині симетрії накладки. Стрічка притискається до накладки деякою силою P . Внаслідок прогину вона контактує з накладкою лише в точках B і C . В контакті B виникає реакція R_B . Через вібрації в реальній системі „стрічка – накладка” можна вважати, що сила тертя в контакті незначна. Тому її не враховуємо.

З рівняння (Г.1) видно, що задача зводиться до визначення переміщень точки A в радіальному напрямку. Для заданих умов це один раз статично невизначена задача деформації кривих консольних стрижнів. Порівняно з типовою дана задача має дві особливості. По-перше, кривина стрижнів відносно мала, тому методика розрахунку їхньої деформації не потребує врахування товщин стрічки та накладки. По-друге, обидва елементи належать до тонкостінних оболонок (див. розділ 2). Тому жорсткість при згині стрічки визначається як її циліндрична жорсткість D за рівняннями (2.1) і (2.2), а накладки D_H – за аналогічними залежностями із заміною механічних властивостей матеріалу та розмірів.

Для побудови основної системи ділянки AC стрічки (рис. Г.1 б) зайвим зв'язком вибираємо опору в точці B , де діє реакція R_B переміщення Δ_1 визначаємо за допомогою інтеграла Мора. Методика аналогічна описаній в підрозділі 2.2. Тому тут докладних пояснень не подаємо

$$\Delta_1 = \int_l \frac{M_1 \cdot M_p}{D} dl = \frac{P \cdot R^3}{D} \int_0^\varphi \sin^2 \psi \cdot d\psi = \frac{PR^3}{D} \left(\frac{\varphi}{2} - \frac{\sin 2\varphi}{4} \right), \quad (\text{Г.2})$$

де M_1 і M_p – моменти сил одиничної та P , прикладених в точці A , відносно довільної точки на ділянці AC , заданої кутом ψ . Інші позначення зрозумілі з рис. Г.1 б.

Реакція R_B зменшує Δ_1 на величину Δ_{1R} . Тоді

$$\Delta_{1H} = \Delta_1 - \Delta_{1R} \quad (\text{Г.3})$$

$$\begin{aligned}\Delta_{1R} &= \int_l \frac{M_1 \cdot M_R}{D} dl = -\frac{R \cdot R^3}{D} \int_{\beta}^{\varphi} \sin \psi \cdot \sin(\psi - \beta) d\psi = \\ &= -\frac{R_B \cdot R^3}{4D} \left[\cos \beta (2\alpha - \sin 2\varphi + \sin 2\beta) - 2 \sin \beta (\sin^2 \varphi - \sin^2 \beta) \right],\end{aligned}\quad (\Gamma.4)$$

де M_R – момент сили R_B для довільної точки, заданої кутом ψ .

Реакцію R_B визначаємо з умови рівності переміщень точки B для стрічки Δ_{1BC} і для накладки Δ_{1BH} у напрямку реакції R_B . Переміщення Δ_{1BC} визначаємо з канонічного рівняння методу сил для деформації стрічки в точці B (див. рис. Г.1 б)

$$\Delta_{1BC} = \delta_{11} \cdot R_B + \Delta_{1P}, \quad (\Gamma.5)$$

де δ_{11} – коефіцієнт впливу одиничної сили на переміщення в напрямку її дії (збігається з напрямком дії сили R_B)

$$\delta_{11} = \frac{R^3}{D} \int_0^{\alpha} \sin^2 \gamma \cdot d\gamma = \frac{R^3}{D} \left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{4} \right); \quad (\Gamma.6)$$

Δ_{1P} – переміщення точки B під дією сили P . На підставі теореми Бетті (теореми взаємності робіт) $\Delta_{1P} = -\Delta_{1R} \cdot \frac{P}{R_B}$. Отже,

$$\Delta_{1P} = \frac{P \cdot R^3}{4D} \left[\cos \beta (2\alpha - \sin 2\varphi + \sin 2\beta) - 2 \sin \beta (\sin^2 \varphi - \sin^2 \beta) \right]. \quad (\Gamma.7)$$

Переміщення накладки Δ_{1BH} визначаємо аналогічно на підставі схеми на рис. Г.1 б, в

$$\Delta_{1BH} = \delta_{11} \cdot R_B = \frac{R_B \cdot R^3}{D_H} \int_0^{\alpha} \sin^2 \gamma d\gamma = \frac{R_B \cdot R^3}{D_H} \left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{4} \right). \quad (\Gamma.8)$$

Сумісний розв'язок рівнянь (Г.5) і (Г.8) з урахуванням виразів (Г.6) і (Г.7) дає

$$R_B = P \frac{\cos \beta (2\alpha - \sin 2\varphi + \sin 2\beta) - 2 \sin \beta (\sin^2 \varphi - \sin^2 \beta)}{(2\alpha - \sin 2\alpha) \left(1 + \left(\frac{R_{HC}}{R} \right)^3 \cdot \frac{D}{D_H} \right)}. \quad (\Gamma.9)$$

Підставляючи в рівняння (Г.1) вирази з рівнянь (Г.2), (Г.3) і (Г.9) отримаємо формулу для визначення коефіцієнта жорсткості гальмівного вузла

$$\begin{aligned}K_{ж} &= \frac{\Delta_1}{\Delta_{1H}} = \frac{\Delta_1}{\Delta_1 - \Delta_{1R}} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta_{1R}}{\Delta_1}} = \\ &= \frac{1}{1 - \frac{\left[\cos \beta (2\alpha - \sin 2\varphi + \sin 2\beta) - 2 \sin \beta (\sin^2 \varphi - \sin^2 \beta) \right]^2}{(2\alpha - \sin 2\alpha) \left(1 + \left(\frac{R_{HC}}{R} \right)^3 \frac{D}{D_H} (2\varphi - \sin 2\varphi) \right)}}.\end{aligned}\quad (\Gamma.10)$$

Для серійної конструкції гальма з двадцятьма накладками довжини $W=120$ мм, $R=757,5$ мм; $R_{HC}=740$ мм; $E=2 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $E_H=6,9 \cdot 10^9$ Н/м²; $\nu=0,3$; $\nu_H=0,37$; $s=220$ мм; $Z=230$ мм; $\varphi=6,75^\circ$; $\beta=2,207^\circ$; $\alpha=4,543^\circ$ параметри формули (Г.10) отримують значення:

$$J = \frac{sh^3}{12} = \frac{0,005 \cdot 0,22^3}{12} = 2,292 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4;$$

$$J_H = \frac{ZH^3}{12} = \frac{0,03^3 \cdot 0,23}{12} = 517,5 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4;$$

$$D = \frac{EI}{1-\nu} = \frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 2,292 \cdot 10^{-9}}{1-0,32} = 503,74 \text{ Н/м}^2;$$

$$D_H = \frac{E_H \cdot J_H}{1-\nu_H^2} = \frac{6,9 \cdot 10^9 \cdot 517,5 \cdot 10^{-9}}{1-0,37^2} = 4137,1 \text{ Н/м}^2.$$

Розрахунок за формулою (Г.10) дає $K_{жс}=5,3$. Тобто на ділянках стрічки зі зменшеним радіусом кривини жорсткість гальмівного вузла порівняно із жорсткістю стрічки збільшується у 5,3 раза.

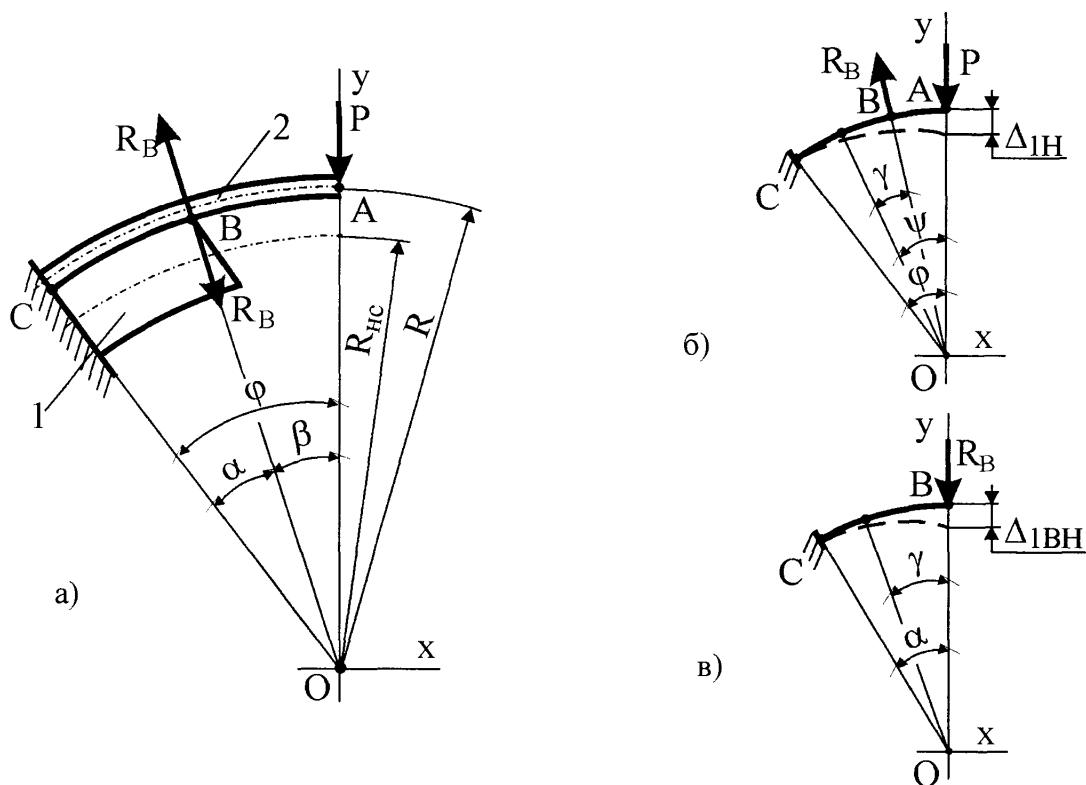


Рис. Г.1 а, б, в. Розрахункові схеми для визначення $K_{жс}$ ділянки гальмівного вузла: 1 – фрикційна накладка; 2 – гальмівна стрічка

Додаток Д

Параметри конструкції фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма
бурової лебідки ЛБУ-1200

Гальмівна стрічка:

матеріал.....	сталь 50
модуль пружності E , МПа.....	$2 \cdot 10^5$
коефіцієнт Пуассона ν	0,30
товщина h , мм.....	5
ширина s , мм.....	220
радіус серединної лінії, мм.....	757,5
дуга охоплення гальмівного шківа φ_C , град.	270

Фрикційна накладка:

матеріал.....	ретинакс марки ФК-24А
модуль пружності E_H , МПа.....	$6,9 \cdot 10^3$
коефіцієнт Пуассона ν_H	0,37
довжина W , мм.....	120
ширина Z , мм.....	230
товщина H , мм.....	30
кількість накладок на дузі охоплення шківа.....	20
кут φ , град.	6,75
кут α , град.	4,543
кут β , град.	2,207
довжина стрічки між накладками $2L$, мм.....	29,18

Гальмівний шків:

матеріал.....	сталь 35ХНЛ
радіус робочої поверхні R_w , мм.....	725.

Коефіцієнти a_i рівняння (3.5) – математичних моделей фрикційної накладки

y	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8
W_x , мм	40,202	16,257	2,243	-2,263	0	-1,279	0	0,669	0
$K_{P.C.}$	0,831	0,232	0,017	-0,015	0	-0,066	0	0,00577	0
M_A , Н·м	84,881	65,100	14,999	36,176	-15,011	12,788	-1,500	1,710	0
M_B , Н·м	117,657	86,009	14,298	47,055	-18,966	15,605	-2,200	1,500	0
M_K , Н·м	19,504	11,159	5,195	5,264	-1,322	0,867	-0,099	0,112	0
$\sigma_{екв. A}$, МПа	176,88	67,813	-44,851	72,812	-17,358	9,406	8,248	-5,237	0
$\sigma_{екв. B}$, МПа	205,39	86,016	-50,745	82,221	-21,903	11,375	8,790	-6,625	0
V_A	0,529	0,222	-0,028	-0,010	-0,034	-0,032	0,024	0,00847	0,039
V_B	0,604	0,230	-0,028	-0,013	-0,034	-0,044	0,024	0,00865	0,028
y	a_9	a_{10}	a_{11}	a_{12}	a_{13}	a_{14}	S_R	S_{R0}^2 (4 · S_R^2)	$F_{кр}$
W_x , мм	1,615	-1,436	0	0,448	0	0	2,211	29,74	1,9
$K_{P.C.}$	0,012	-0,010	0	0,0065	0	0	0,031	33,12	1,9
M_A , Н·м	8,014	19,991	-9,902	0	6,545	0	17,17	13,52	2,0
M_B , Н·м	11,264	25,499	-12,085	0	5,125	0	21,71	13,58	2,0
M_K , Н·м	3,416	2,798	-0,873	0	2,524	0	6,56	2,372	2,0
$\sigma_{екв. A}$, МПа	-14,602	21,812	-13,122	-11,586	11,934	-13,125	15,82	22,42	2,0
$\sigma_{екв. B}$, МПа	-17,507	26,616	-16,128	-13,024	13,103	-15,171	17,49	26,25	2,0
V_A	0	$-5,66 \cdot 10^{-3}$	-0,00721	0	0,022	-0,012	0,0525	9,90	2,0
V_B	0	$-5,27 \cdot 10^{-3}$	-0,00456	0	-0,0075	0,022	0,0423	16,83	2,0

Додаток Ж

Таблиця Ж.1

Порівняння значень параметрів оптимізації моделей гальмівної стрічки

Точка плану	W_x			$K_{P.C}$			M_A		
	$W_{x.m}$	$W_{x.f}$	T_{Wx}	$K_{P.C.m}$	$K_{P.C}$	$T_{KP.C}$	$M_{A.m}$	$M_{A.f}$	T_{MA}
1	4,065	4,178	0,051	0,110	0,102	0,237	9,124	0,391	0,509
2	4,388	4,218	0,077	0,113	0,095	0,569	3,264	1,055	0,129
3	2,571	4,210	0,741	0,103	0,084	0,625	1,040	0,906	0,008
4	6,466	4,240	1,007	0,121	0,084	1,187	0,267	1,639	0,080
5	3,311	4,220	0,411	0,121	0,102	0,622	12,547	0,894	0,679
6	2,141	4,180	0,922	0,098	0,093	0,138	17,756	0,167	1,025
7	22,038	23,825	0,808	0,527	0,570	1,384	35,737	31,500	0,247
8	22,163	23,083	0,416	0,527	0,567	1,301	63,292	45,140	1,057
9	22,508	24,118	0,728	0,54	0,582	1,359	45,354	31,080	0,832
10	26,992	24,890	0,951	0,552	0,591	1,265	1,928	5,070	0,183
11	25,212	24,220	0,449	0,549	0,574	0,814	75,828	56,930	1,101
12	24,340	24,620	0,127	0,543	0,584	1,339	23,579	16,340	0,422
13	35,917	37,025	0,501	0,805	0,791	0,468	84,709	91,510	0,396
14	46,056	44,360	0,767	0,881	0,856	0,805	2,867	19,540	0,971
15	38,351	39,360	0,456	0,809	0,807	0,043	179,083	175,500	0,209
16	43,133	43,838	0,319	0,859	0,849	0,332	65,425	64,410	0,059
17	48,747	45,100	1,650	0,874	0,864	0,338	24,401	16,940	0,435
18	42,445	43,692	0,564	0,848	0,850	0,059	98,380	87,180	0,652
19	45,702	45,770	0,031	0,914	0,891	0,751	288,887	281,700	0,419
20	56,138	57,730	0,720	1,007	0,983	0,782	83,797	100,100	0,950
21	65,252	64,468	0,355	1,057	1,034	0,769	32,360	35,300	0,171
22	55,180	57,248	0,935	0,998	0,979	0,592	137,854	143,300	0,317
23	62,956	63,318	0,164	1,058	1,026	1,052	148,193	134,300	0,809
24	56,455	58,093	0,741	1,013	0,986	0,883	242,159	239,600	0,149
25	75,969	78,080	0,955	1,086	1,115	0,956	46,867	56,100	0,538
26	62,127	57,515	2,086	0,993	0,984	0,289	233,705	226,000	0,449
27	73,403	77,050	1,649	1,081	1,012	0,980	226,600	211,300	0,891
28	63,133	61,600	0,693	0,996	1,010	0,471	378,916	419,200	2,347
29	73,072	75,185	0,956	1,073	1,097	0,778	267,490	248,500	1,106
30	66,372	65,230	0,517	1,038	1,034	0,130	454,916	474,100	1,118
К	48,537	46,900	0,740	0,901	0,876	0,815	190,324	190,300	0,001

Точка плану	M_B			M_K			$\sigma_{екв.А}$		
	$M_{B.м}$	$M_{B.ф}$	T_{MB}	$M_{K.м}$	$M_{K.ф}$	T_{MK}	$\sigma_{екв.АМ}$	$\sigma_{екв.А.ф}$	$T_{секв}$
1	19,612	0,520	0,879	0,534	0,092	0,067	66,387	63,067	0,216
2	11,648	1,400	0,472	1,970	0,256	0,261	137,876	143,575	0,371
3	2,856	1,211	0,076	0,229	0,211	0,003	69,561	82,659	0,852
4	0,970	2,168	0,055	0,013	0,378	0,056	133,180	146,975	0,898
5	5,514	1,185	0,199	1,647	0,211	0,219	93,688	95,273	0,103
6	11,515	0,221	0,520	0,030	0,039	0,001	28,689	15,259	0,874
7	54,026	41,730	0,566	10,306	7,921	0,364	172,659	148,568	1,568
8	91,132	59,370	1,463	12,713	11,110	0,244	260,791	248,027	0,831
9	63,428	41,200	1,024	11,341	7,954	0,516	146,536	142,728	0,248
10	3,260	6,755	0,161	4,279	1,327	0,450	17,081	22,928	0,381
11	98,955	75,530	1,079	14,198	14,580	0,058	150,423	158,269	0,511
12	28,030	21,760	0,289	8,539	4,244	0,655	52,318	52,288	0,002
13	125,62	117,90	0,356	15,740	17,240	0,229	266,385	277,605	0,730
14	13,049	26,020	0,597	4,130	4,985	0,130	39,847	51,766	0,776
15	236,73	228,10	0,398	31,802	38,110	0,961	344,672	312,179	2,115
16	91,068	85,340	0,264	15,674	16,250	0,088	102,716	111,234	0,554
17	27,803	22,590	0,240	15,722	4,443	1,719	22,497	26,272	0,246
18	129,75	115,60	0,652	24,600	22,130	0,376	127,914	125,499	0,157
19	378,79	347,40	1,446	44,110	30,520	2,071	581,373	603,009	1,408
20	120,45	131,50	0,509	14,869	21,690	1,040	209,937	212,213	0,148
21	49,112	46,670	0,112	13,658	8,949	0,718	39,244	51,888	0,823
22	188,22	187,10	0,052	29,334	30,830	0,228	223,232	218,504	0,308
23	197,50	178,80	0,862	31,762	33,790	0,309	100,449	105,014	0,297
24	316,68	313,30	0,156	48,215	53,670	0,831	255,476	253,412	0,134
25	74,702	74,670	0,001	6,298	13,090	1,035	125,723	106,935	1,223
26	313,06	283,60	1,357	33,162	26,380	1,034	431,993	441,217	0,600
27	298,67	273,10	1,178	37,608	47,340	1,483	258,596	253,119	0,356
28	494,78	528,90	1,571	59,328	56,130	0,487	517,584	516,208	0,090
29	348,71	322,20	1,221	56,671	53,180	0,532	231,791	233,383	0,104
30	588,82	602,30	0,621	79,383	72,500	1,049	435,006	436,593	0,103
К	251,30	251,20	0,005	35,982	41,420	0,829	294,198	281,236	0,819

Точка плану	$\sigma_{екв.В}$			V_A			V_B		
	$\sigma_{екв.В.м}$	$\sigma_{екв.В.ф}$	$T_{секв}$	$V_{A.м}$	$V_{A.ф}$	T_{VA}	$V_{B.б}$	$V_{B.ф}$	T_{VB}
1	67,164	63,252	0,224	0,02	0,011	0,328	0,019	0,014	0,117
2	138,76	144,07	0,303	0,02	0,013	0,146	0,026	0,017	0,214
3	68,505	82,938	0,825	0,01	0,012	0,097	0,019	0,016	0,081
4	130,32	147,46	0,980	0,01	0,012	0,042	0,006	0,016	0,246
5	92,610	95,458	0,163	0,00	0,007	0,089	0,006	0,004	0,209
6	29,307	15,293	0,801	0,00	0,008	0,141	0,021	0,011	0,234
7	191,65	163,61	1,603	0,38	0,361	0,374	0,433	0,435	0,036
8	283,53	268,92	0,835	0,35	0,310	0,806	0,402	0,376	0,609
9	158,78	152,20	0,377	0,31	0,238	1,448	0,350	0,295	1,300
10	17,609	24,506	0,394	0,28	0,241	0,865	0,334	0,301	0,793
11	163,18	170,30	0,407	0,35	0,273	1,526	0,390	0,336	1,274
12	57,924	55,798	0,122	0,29	0,237	1,193	0,361	0,295	1,558
13	303,36	316,82	0,769	0,61	0,562	1,088	0,676	0,634	0,984
14	47,937	61,434	0,772	0,63	0,643	0,160	0,718	0,722	0,093
15	395,57	362,01	1,920	0,57	0,613	0,776	0,632	0,687	0,321
16	123,27	131,11	0,448	0,64	0,632	0,206	0,710	0,710	0,005
17	25,146	29,990	0,277	0,53	0,488	0,933	0,619	0,571	1,143
18	149,27	144,18	0,291	0,54	0,526	0,269	0,619	0,607	0,283
19	678,52	700,21	1,240	0,79	0,796	0,047	0,857	0,846	0,278
20	251,33	259,17	0,448	0,79	0,804	0,156	0,870	0,865	0,125
21	50,920	62,766	0,677	0,73	0,742	0,057	0,807	0,811	0,110
22	267,74	260,31	0,254	0,71	0,715	0,041	0,779	0,784	0,127
23	127,84	134,79	0,398	0,87	0,969	1,773	0,932	1,005	1,730
24	303,35	302,07	0,073	0,72	0,716	0,142	0,796	0,786	0,232
25	157,09	134,81	1,274	0,93	0,894	0,778	0,970	0,944	0,625
26	517,47	526,99	0,545	0,89	0,873	0,494	0,940	0,917	0,544
27	319,83	312,02	0,447	0,98	0,911	1,436	1,012	0,955	1,365
28	621,08	620,25	0,047	0,90	0,886	0,267	0,922	0,930	0,199
29	279,97	282,22	0,129	0,83	0,807	0,457	0,875	0,865	0,247
30	520,16	521,11	0,055	0,84	0,823	0,511	0,890	0,876	0,333
K	318,73	309,04	0,554	0,62	0,657	0,648	0,692	0,733	0,981

Додаткові індекси m і ϕ біля позначень параметрів оптимізації в табл. Ж.1 вказують на спосіб одержання їхніх значень – з використанням математичних y_m і СЕ-моделей y_ϕ . Там же кількісна оцінка розбіжності цих величин дана в частках середньоквадратичного відхилення S_R (див. додаток Е) $T = \frac{y_i - y_\delta}{S_R}$. Індокси при T вказують на його приналежність до відповідного параметра оптимізації. В останньому рядку таблиці подано величини зазначених параметрів для контрольної точки K , з такими значеннями чинників : $R_u=550$ мм, $L=65$ мм, $h=5,5$ мм, $Q=135$ кН.

Додаток 3

Таблиця 3.1

Змінні параметри фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм для трьох варіантів навантаження

Назва параметра	Значення параметра для варіанта навантаження:		
	1	2	3
Сила натягу ділянки гальмівної стрічки, кН: набігаючої Q_H збігаючої Q_3	160 147,878	55 51,991	160 143,300
Сумарна радіальна сила взаємодії стрічки з накладкою N_C , кН	36,245	12,599	51,011
Тангенціальна сила взаємодії накладки зі стрічкою ΔQ , кН	12,122	3,009	16,700
Кутовий крок розміщення фрикційних накладок на стрічці 2φ , град.	13,50		19,29
Коефіцієнт тертя f в парі “накладка – гальмівний шків”	0,35	0,25	0,35
Радіус робочої поверхні гальмівного шківа $R_{ш}$, мм	725		500
Номінальна довжина поверхні контакту „накладка – шків” L_m , мм	120,137		120,290

Додаток И

Таблиця И.1

Параметри силової взаємодії фрикційної накладки зі спряженими деталями при поетапному збільшенні тривалості її зношування (варіант навантаження 1 – див. додаток З)

Етап дослідження	Діапазон t , відносні одиниці	Питоме навантаження, МПа:			$b_p \cdot 10^2$ МПа мм (2.26)	$r_{P.L}$	$K_{P,u}$ (2.25)	$N_{ш}$	F	R_A
		p_H	p_3	$p_{сер}$						
1	0 - 2	5,123	0,998	1,3065	1,170	0,377	3,812	36,100	12,635	12,129
2	2 - 5	4,397	1,800	1,3061	1,170	0,477	3,129	36,089	12,631	12,135
3	5 - 9	3,556	1,953	1,3062	1,174	0,484	2,381	36,091	12,632	12,144
4	9 - 13	3,358	1,950	1,3066	1,178	0,513	2,205	36,102	12,636	12,143
5	13 - 17	3,193	1,743	1,3063	1,178	0,549	2,069	36,095	12,633	12,142
6	17 - 23	3,147	1,653	1,3059	1,174	0,585	2,004	36,805	12,631	12,129
7	23 - 31	2,964	1,487	1,3061	1,181	0,628	1,790	36,089	12,631	12,140
8	31 - 39	2,697	1,445	1,3064	1,170	0,657	1,555	36,098	12,634	12,126
9	39 - 47	2,662	1,401	1,3067	1,170	0,692	1,468	36,105	12,637	12,125
10	47 - 57	2,600	1,226	1,3067	1,179	0,763	1,391	36,106	12,637	12,131
11	57 - 69	2,477	0,898	1,3064	1,180	0,825	1,246	36,099	12,635	12,125
12	69 - 83	2,317	0,820	1,3061	1,171	0,909	1,146	36,091	12,630	12,130
13	83 - 97	2,116	0,670	1,3059	1,172	0,909	1,111	36,085	12,631	12,139
14	97 - 111	2,048	0,619	1,3064	1,179	0,963	1,094	36,098	12,634	12,135
15	111 - 130	2,016	0,597	1,3062	1,175	0,982	1,086	36,091	12,632	12,140
16	130 - 155	2,010	0,593	1,3061	1,171	0,988	1,085	36,100	12,635	12,137
Середнє з 95% довірчим інтервалом		1,3063 ±0,00013			1,174 ±0,002			36,095 ±0,004	12,633 ±0,001	12,134 ±0,004

Параметри силової взаємодії фрикційної накладки зі спряженими деталями при поетапному збільшенні тривалості її зношування (варіант навантаження 2 – див. додаток 3)

Етап дослідження	Діапазон t , відносні одиниці	Питоме навантаження, МПа:			$b \cdot 10^3$ $\frac{\text{МПа}}{\text{мм}}$	$r_{p.L}$	$K_{p.u}$ (2.25)	N_{i0}	F , кН	R_A
		P_H	P_3	$P_{сер}$						
1	0 - 2	1,679	0,434	0,456	2,935	0,325	3,489	12,607	3,152	3,019
2	2 - 5	1,231	0,718	0,455	2,941	0,363	2,404	12,579	3,145	3,026
3	5 - 9	1,150	0,705	0,456	2,933	0,391	2,153	12,587	3,147	3,020
4	9 - 13	1,052	0,696	0,455	2,912	0,425	1,925	12,578	3,145	3,022
5	13 - 17	1,032	0,672	0,456	2,934	0,462	1,838	12,605	3,151	3,020
6	17 - 23	0,952	0,655	0,455	2,897	0,490	1,641	12,572	3,143	3,021
7	23 - 31	0,900	0,617	0,454	2,918	0,534	1,460	12,538	3,155	3,021
8	31 - 39	0,878	0,597	0,454	2,922	0,603	1,359	12,548	3,137	3,019
9	39 - 47	0,832	0,528	0,452	2,881	0,663	1,110	12,617	3,154	3,015
10	47 - 57	0,785	0,489	0,453	2,854	0,740	1,044	12,530	3,133	3,025
11	57 - 68	0,767	0,415	0,454	2,922	0,834	0,945	12,584	3,146	3,018
12	68 - 82	0,710	0,379	0,454	2,906	0,908	0,831	12,543	3,136	3,021
13	82 - 96	0,700	0,349	0,456	2,922	0,930	0,808	12,533	3,134	3,018
14	96 - 100	0,676	0,318	0,499	2,900	0,955	0,790	12,530	3,133	3,015
15	100 - 130	0,653	0,305	0,452	2,893	0,971	0,780	12,590	3,148	3,016
16	130 - 155	0,628	0,282	0,450	2,933	0,978	0,769	12,587	3,147	3,022
Середнє з 95% довірчим інтервалом		0,455 ±0,001			2,912 ±0,012			12,570 ±0,016	3,143 ±0,004	3,020 ±0,002

Додаток К

Таблиця К.1

Параметри процесу зношування фрикційної накладки (варіант навантаження 1 – див. додаток З)

Етап дослідження	t , відносні одиниці	Лінійний знос фрикційної накладки, МКМ:			b_3 , МКМ/МКМ (2.28)	$r_{3,l}$	K_3 (2.27)	$\lambda \cdot 10^3$, град.
		ξ_H	ξ_3	$\xi_{сер}$				
1	2	7,02	1,37	1,79	0,015	0,377	3,812	0,9
2	5	16,05	5,07	4,47	0,028	0,438	3,650	1,6
3	9	25,80	10,42	8,05	0,084	0,474	3,334	4,8
4	13	35,00	15,76	11,63	0,146	0,517	3,004	8,4
5	17	43,75	20,54	15,21	0,210	0,552	2,691	12,0
6	23	56,68	27,33	20,58	0,265	0,584	2,407	15,2
7	31	69,25	35,48	27,74	0,320	0,609	2,225	18,3
8	39	84,03	43,40	34,90	0,379	0,648	2,050	21,7
9	47	98,62	51,08	42,05	0,440	0,674	1,898	25,2
10	57	116,43	59,47	51,00	0,508	0,706	1,769	29,1
11	69	136,79	66,86	61,74	0,575	0,732	1,670	32,9
12	83	159,09	74,80	74,27	0,658	0,767	1,582	37,7
13	97	180,62	82,00	86,80	0,771	0,790	1,497	44,2
14	111	201,56	88,60	99,32	0,897	0,809	1,405	51,4
15	130	229,49	97,10	116,32	1,052	0,834	1,303	60,3
16	155	265,61	107,60	138,70	1,224	0,889	1,208	70,1

Таблиця К.2
 Параметри процесу зношування фрикційної накладки (варіант навантаження 2 1 – див. додаток 3)

Етап дослідження	t , відносні одиниці	Лінійний знос фрикційної накладки, МКМ:			b_3 , МКМ/МКМ (2.28)	$r_{3,L}$	K_3 (2.27)	$\lambda \cdot 10^3$, град.
		ξ_H	ξ_3	$\xi_{сер}$				
1	2	2,30	0,60	0,63	0,007	0,325	3,489	0,4
2	5	4,83	2,07	1,56	0,015	0,349	2,807	0,9
3	9	7,98	4,00	2,80	0,024	0,370	2,511	1,4
4	13	10,86	5,91	4,03	0,031	0,387	2,323	1,8
5	17	13,69	7,75	5,30	0,038	0,404	2,194	2,2
6	23	17,60	10,44	7,12	0,046	0,424	2,058	2,6
7	31	22,54	13,82	9,66	0,062	0,452	1,888	3,5
8	39	27,35	17,10	12,16	0,078	0,477	1,770	4,5
9	47	31,91	19,99	14,65	0,094	0,503	1,674	5,4
10	57	37,28	23,34	17,77	0,114	0,537	1,547	6,5
11	68	42,61	26,47	21,19	0,136	0,574	1,430	7,8
12	82	49,42	30,10	25,56	0,164	0,622	1,315	9,4
13	96	56,13	33,45	29,92	0,192	0,661	1,231	11,0
14	110	62,57	36,50	34,28	0,220	0,701	1,154	12,6
15	130	71,51	40,61	40,52	0,250	0,747	1,066	14,3
16	155	82,27	45,44	48,31	0,286	0,789	0,970	16,4

Додаток Л

Розрахунок очікуваного економічного ефекту

Метою удосконалення конструкцій фрикційних вузлів бурових лебідок є підвищення ефективності їхньої роботи. Використання раціонального компонування фрикційних накладок на дузі охоплення стрічки за комплексним критерієм (див. підрозділ 5.3) дає змогу збільшити ресурс накладок на 27,3% і зменшити кількість накладок у комплекті на 10%.

Запропонована конструкція фрикційного вузла поліпшує техніко-економічні показники роботи бурової установки. Оскільки порівняно з серійною така конструкція не містить додаткових елементів, то для її виготовлення не потрібно додаткових затрат. Тому розрахунок економічного ефекту від впровадження такої конструкції охоплює зменшення витрат на фрикційні накладки та заробітну плату ремонтних робітників, зайнятих на операції заміни зношених накладок, а також економію від збільшення проходки завдяки скороченню простоїв бурової установки під час заміни зношених накладок. Вартість накладок, одного метра проходки, тарифні ставки робітників, трудомісткість операцій, середня кількість змін комплектів накладок брались станом на 01.09 2002 року за даними Івано-Франківського УБР.

Базовим об'єктом служить бурова лебідка ЛБУ-1200 бурової установки 3Д-86 з гальмівним шківом діаметром робочої поверхні 1450 мм та шириною 240 мм. Лебідка обладнана двома фрикційними вузлами з 20 фрикційними накладками з матеріалу ФК-24А в кожному вузлі.

Економія E_H , отримана за рахунок збільшення на 27,3% ресурсу фрикційних накладок та зменшення на 10% числа накладок у комплекті.

Кількість накладок у комплекті фрикційних вузлів бурової лебідки для конструкції фрикційного вузла: серійної $m_1=40$ шт., запропонованої $m_2= m_1*(1-10/100)=36$ шт. Примітка: тут і далі індекс 1 в позначеннях показників стосується серійної конструкції фрикційного вузла, а індекс 2 – запропонованої.

Середня кількість змін комплектів накладок: $n_1=22-23$ шт. (дані УБР),
 $n_2=(22\dots23)*(1-27,3/100)=(15,99\dots16,72)\approx 16$ шт.

Річна потреба накладок $\Pi=m*n$: $\Pi_1=40*22=880$ шт.; $\Pi_2=36*16=576$ шт.

Річна економія витрат на фрикційні накладки

$$E_H=(\Pi_1-\Pi_2)*C_H=(880-576)*32,43=9858,72 \text{ грн.},$$

де C_H – вартість однієї накладки з урахуванням ПДВ, грн. $C_H=32,43$ грн.

Економія заробітної плати ремонтних робітників, що витрачається на заміну накладок $E_{ЗН}$. Трудомісткість заміни комплекту накладок $T_{ЗН}=8$ людино-год. (роботу виконують робітники 4-го розряду, годинна тарифна ставка $C_T=11,92$ грн./год.). Зниження річної трудомісткості робіт на заміну фрикційних накладок складає $T_P=(n_1-n_2)*T_{ЗН}=(22-16)*8=48$ людино-год.

Заробітна плата за тарифними ставками $Z_T=T_P*C_T=48*11,92=572,16$ грн.

Основна заробітна плата з урахуванням 10% преміювання
 $Z_O=Z_T*(1+10/100)=572,16*1,1=629,38$ грн.

Додаткова заробітна плата $Z_D=Z_O*P_{ДЗ}/100=629,38*6/100=37,76$ грн.,
 де $P_{ДЗ}$ – відсоток додаткової зарплати (за даними УБР $P_{ДЗ}=6\%$).

Нарахування на заробітну плату

$$H_3=(Z_O+Z_D)*P_H/100=(629,38+37,76)*37,5/100=250,18 \text{ грн.},$$

де P_H – відсоток нарахувань на заробітну плату.

Накладні витрати $H_B=Z_O*\Pi/100=629,38*20/100=125,88$ грн.,

де Π – відсоток накладних витрат (за даними УБР $\Pi=20\%$).

Економія заробітної плати

$$E_{ЗН}=Z_O+Z_D+H_3+H_B=629,38+37,76+250,18+125,88=1043,20 \text{ грн.}$$

Економія від збільшення проходки. Збільшення проходки досягається за рахунок зменшення простоювання бурової установки під час заміни фрикційних накладок $L_{\Pi}=L_{сер}*T_{ЗН}*(n_1-n_2)/(30*24)=150*8*(22-16)/(30*24)=10$ м,
 де $L_{сер}$ – середньостатистична місячна проходка свердловин по УБР, м/місяць.

Економія від збільшення проходки $E_{\Pi}=L_{\Pi}*C_{\Pi}=10*1500=15000$ грн.,

де C_{Π} – вартість одного метра проходки. За даними УБР $C_{\Pi}=1281-1809$ грн./м. Для розрахунків приймаємо $C_{\Pi}=1500$ грн./м.

Сумарний річний очікуваний економічний ефект для однієї бурової установки складає

$$E = E_H + E_{ZH} + E_{II} = 9858,72 + 1043,20 + 15000 = 25901,92 \text{ грн.}$$

Результати розрахунку економічної ефективності запропонованої зміни конструкції фрикційного вузла зведені в табл. Л1.

Таблиця Л1.

Основні техніко-економічні показники використання фрикційних вузлів серійної та запропонованої конструкції на стрічково-колодкових гальмах бурової установки БУ ЗД-86

Показники	Значення показників для конструкції вузла:	
	серійної	запропонованої
Кількість фрикційних накладок у комплекті m	40	36
Середня кількість замін комплектів накладок n	22-23	16
Річна потреба фрикційних накладок $m*n$	880	576
Вартість однієї накладки, виготовленої з матеріалу ФК-24А з урахуванням ПДВ C_H , грн.	32,43	32,43
Річна економія витрат на фрикційні накладки E_H , грн.	-	9858,72
Трудомісткість заміни комплекту накладок T_{ZH} , людино-год.	8	8
Трудомісткість заміни накладок за рік T_P , людино-год.	176	128
Річна економія заробітної плати ремонтних робітників E_{ZH} , грн.	-	1043,20
Річна економія від збільшення проходки E_{II} , грн.	-	15000,00
Річний очікуваний економічний ефект для однієї бурової установки E , грн.	-	25901,92



„ВГОДЖЕНО”

Директор наукової роботи
 Національного технічного університету нафти і газу

проф. О.М. Карпаш

2005р.

„СХВАЛЮЮ”

Генеральний директор
 Стрийського заводу
 „Металіст”

А.М. Бойків

вересня 2005р.



АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Впродовж 2002-2005 рр. під керівництвом д.т.н., проф. Крижанівського Є. І. проводилася держбюджетна робота, що присвячена розробці: нових типів фрикційних вузлів; перерозподілу питомих навантажень між гільками гальмівної стрічки; нових гальмівних стрічок; пристроїв примусового типу для охолодження серійних та нових типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

У результаті виконання робіт к.т.н., доцентом Вольченком Д. О., аспірантами Криштопою Л. І. та Сторожем Я. Б. отримано наступне:

1. Розроблено нові типи фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. В останньому з обертальними фрикційними накладками, встановленими на гальмівному шківі з натягом та без нього, на різних стадіях гальмування, досягається при зміні поверхонь тертя квазівирівнювання питомих навантажень на зовнішніх та внутрішніх парах тертя, і як наслідок, рівномірне зношування поверхонь фрикційних накладок. Розроблені нові типи фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок захищені деклараційними патентами на винахід України №68797 А та патентом на винахід Росії №2221172.

2. Розроблені системи та пристрої, а також запропоновані способи для охолодження пар тертя серійних (патенти на винаходи Росії №№2134368; 2221175) та рухомих (патенти на винаходи Росії №№2224926; 2222728) фрикційних пар гальма. Технічним результатом є підвищення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма шляхом збільшення ресурсу пар тертя за рахунок зниження поверхневих температур (при цьому досягається зниження рівня теплонавантаженості пар тертя фрикційних вузлів у середньому на 20%)

3. Розроблено пристрій стрічково-колодкового гальма з двома поверхнями тертя та системою охолодження (деклараційний патент України №64996 А), що дозволяє суттєво покращити експлуатаційні параметри пар тертя (збільшення сумарного гальмівного моменту) його внутрішніх та зовнішніх фрикційних вузлів та збільшити ресурс

фрикційних накладок у середньому у 1,1-1,25 рази у порівнянні з серійним гальмом та спосіб керування питомими навантаженнями на набігаючій та збігаючій гілках гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма бурової лебідки (деклараційний патент України №63418 А), що дозволяє керувати перерозподілом питомих навантажень на гілках гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма бурової лебідки для підвищення ресурсу його фрикційних накладок. Запропоновано двоступінчате стрічково-колодке гальмо з тришаровим гумовотросовим кільцем, що дозволяє працювати парам тертя у „м'якому” режимі (позитивне рішення на видання патента на винахід Росії по заявці №2003130665/11).

4. Економічний ефект досягнуто за рахунок перерозподілу навантажень між зовнішніми та внутрішніми парами тертя у багатопарних фрикційних вузлах, квазівирівнювання у них питомих навантажень та зниження теплонавантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма, що дозволило збільшити ресурс накладок у 1,15-1,3 рази у порівнянні з серійними парами тертя гальма.

Робота прийнята до впровадження на Стрийському заводі „Металіст” (м. Стрий, Львівська обл., Україна). У результаті впровадження встановлено, що при одній заміні комплекту фрикційних накладок ефект складає 125,3 гривень (сто двадцять п'ять гривень 30 коп.) на стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки установки АОРС-60.

Представники заводу „Металіст”:

Технічний директор

Начальник технічного відділу



/Чех Б.В./

/Леськів М.В./