

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

На правах рукопису

Криштопа Святослав Ігорович

622.242.5(042)

УДК 62-592-13

К82

ТЕПЛОАВАНТАЖЕНІСТЬ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА З  
РУХОМИМИ ФРИКЦІЙНИМИ НАКЛАДКАМИ 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 Олександр Іванович



Івано-Франківськ-2003

211

## ЗМІСТ

стр.

Вступ.....	5
<b>РОЗДІЛ 1</b>	
СТАН ПИТАННЯ І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	10
1.1. Навантаженість фрикційних вузлів гальмівних пристроїв.....	10
1.1.1. Динамічна.....	10
1.1.2. Теплова.....	16
1.2. Інтенсивність теплообміну при охолодженні гальм бурових лебідок.....	24
1.2.1. Природним шляхом.....	24
1.2.2. Примусовим шляхом.....	27
1.3. Спрацювання поверхонь пар тертя гальм бурових лебідок.....	33
1.4. Висновки і задачі досліджень.....	38
<b>РОЗДІЛ 2</b>	
ПРОЦЕСИ НАГРІВАННЯ ТА ОХОЛОДЖЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА З РУХОМИМИ НАКЛАДКАМИ.....	39
2.1. Особливості конструкції та робота стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками.....	39
2.2. Специфіка динамічної навантаженості фрикційних вузлів нетрадиційного гальма.....	47
2.3. Теплоутворення у фрикційних вузлах нетрадиційного гальма.....	51
2.4. Тепловий баланс фрикційних вузлів нетрадиційного гальма.....	54
2.5. Термічний опір контакту пар тертя фрикційних вузлів гальма при нагріванні.....	60
2.6. Примусове охолодження фрикційних вузлів нетрадиційного гальма.....	66
Висновки.....	70

## РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ СТРІЧКОВО-КОЛОДОЧНОГО ГАЛЬМА З РУХОМИМИ ФРИКЦІЙНИМИ НАКЛАДКАМИ БУРОВИХ ЛЕБІДОК.....	72
3.1. Задачі експериментальних досліджень.....	72
3.2. Вибір методів вимірів експлуатаційних параметрів гальма.....	73
3.3. Конструкція та робота гальмівного стенда.....	80
3.4. Особливості вимірювання динамічних і теплових характеристик фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з рухомими накладками.....	88
3.4.1. Вимірювання і визначення динамічних параметрів при роботі гальма....	88
3.4.2. Вимірювання частоти обертання гальмівного шківа і часу гальмування.....	90
3.4.3. Вимірювання спрацювання робочих поверхонь фрикційних накладок...	92
3.4.4 Встановлення термопар в робочі деталі гальма і вимірювання їхнього теплового стану.....	94
3.5. Результати експериментальних досліджень теплонавантаженості гальма.....	95
3.5.1. При природному охолодженні.....	95
3.5.2. При примусовому охолодженні.....	105
3.6. Спрацювання поверхонь фрикційних накладок гальма.....	120
Висновки.....	127

## РОЗДІЛ 4

ОЦІНКА ТЕПЛОНАВАНТАЖЕНОСТІ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ ГАЛЬМА ТА ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ЇХНЬОГО ОХОЛОДЖЕННЯ.....	129
4.1. Закономірності зміни теплонавантаженості фрикційних вузлів гальма в залежності від параметрів.....	129

4.1.1. Конструктивних.....	129
4.1.2. Експлуатаційних.....	139
4.2. Оцінка інтенсивності теплообміну при природному охолодженні фрикційних вузлів гальма.....	147
4.3. Особливості розробки методики розрахунку теплонавантаженості пар тертя нетрадиційного гальма.....	150
4.4. Вирівнювання теплонавантаженості фрикційних вузлів гальма при інтенсифікації їхнього примусового охолодження.....	154
4.5. Економічна ефективність від використання фрикційних накладок з охолодженням типу “теплова труба” в нетрадиційному стрічково- колодковому гальмі бурової лебідки.....	162
4.6. Задачі подальших досліджень.....	171
Висновки.....	172
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	174
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	176
ДОДАТКИ.....	190

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Збільшення глибин буріння, прискорення темпів проходки свердловин веде до інтенсифікації спуско-піднімальних операцій. В результаті значно зростає динамічна навантаженість гальмівного агрегату бурової лебідки, і як наслідок, рівень теплової навантаженості його пар тертя. При цьому в більшості випадків на поверхнях тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки розвиваються температури вище допустимої для матеріалу фрикційних накладок. Це призводить до дестабілізації експлуатаційних параметрів гальма (питомих навантажень, коефіцієнтів тертя, гальмівних моментів, теплових деформацій гальмівного шківів), що суттєво знижує його ефективність. Крім того, із-за дискретного характеру теплопереносу в контактуючих парах тертя згідно закону Фур'є спостерігається небажаний ріст температурного градієнту не тільки по товщині фрикційних елементів, але й по їхній ширині. Цим і закінчується акумулювання теплоти у фрикційних вузлах гальма. Таким чином, основною вимогою до фрикційних вузлів гальм є встановлення обмежень по тепловим режимам, які забезпечували б їхню працездатність.

Тому задачі, що поставлені в дисертаційній роботі і спрямовані не тільки на теплове розвантаження основних пар тертя стрічково-колодкового гальма за рахунок додаткових, але і шляхом їх примусового охолодження.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Тематика роботи є частиною планових державних науково-дослідних робіт з розвитку нафтопромислового комплексу України і базується на результатах держбюджетних науково-дослідних робіт “Наукові обґрунтування раціональних режимів роботи та вибір основних параметрів бурового обладнання”, номер державної реєстрації №0195U026337, які входять до координаційного плану Міністерства освіти і науки “Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу, газопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти і газу з метою одержання високоякісних

моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і необхідної сировини”. Даний план входить в національну програму “Нафта і газ України до 2010 року”.

**Мета і задачі дослідження.** Дослідити закономірності зміни теплонавантаженості пар тертя стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок та обґрунтувати використання випереджаючих технічних рішень по високоефективному примусовому охолодженні їхніх фрикційних вузлів.

Для досягнення поставленої мети були поставлені наступні задачі:

- встановити закономірності теплоутворення при взаємодії внутрішніх та зовнішніх пар тертя фрикційних вузлів нетрадиційного гальма;
- дослідити вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів на їхню теплонавантаженість;
- оцінити тепловий баланс зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма;
- запропонувати методику оцінки інтенсивності природного охолодження фрикційних вузлів гальма;
- розробити високоефективні конструкції систем для примусового охолодження пар тертя фрикційних вузлів гальма;
- оцінити спрацювання внутрішніх і зовнішніх поверхонь накладок фрикційних вузлів гальма при їхньому природному та примусовому охолодженні.

**Об’єкт дослідження.** Нове стрічково-колодкове гальмо з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки.

**Предмет дослідження.** Теплові процеси при природному та примусовому охолодженні в зовнішніх та внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок.

**Методи дослідження.** Дослідження проводилися за допомогою чисельних методів з залученням загальновідомих та оригінальних методик експериментальних досліджень. При цьому використовувались основні положення теорії теплового балансу, термічного опору контакту, принципів роботи теплової труби, термоелектричного ефекту, теплового розрахунку стрічково-колодкових гальм бурової лебідки та теорії прийняття оптимальних рішень при конструюванні пристроїв та систем високоефективного охолодження фрикційних вузлів гальм.

**Наукова новизна.** Вперше експериментальним шляхом досліджено теплонавантаженість пар тертя зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів нетрадиційного гальма. Встановлено закономірності впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів гальма на його теплонавантаженість. Запропоновані випереджаючі технічні рішення по високоефективному примусовому охолодженні їхніх фрикційних вузлів.

**Практичне значення одержаних результатів.** На новому типі стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками проілюстровано закономірності зміни поверхневих температур на зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлах, що дозволило підтримувати рівень їхньої теплонавантаженості нижче допустимої температури для матеріалу фрикційних накладок. Отримані результати можуть бути використані в конструкторських бюро заводів нафтового обладнання при проектуванні конструкцій фрикційних вузлів гальм.

Результати теоретичних та експериментальних досліджень теплонавантаженості фрикційних вузлів гальма з рухомими фрикційними накладками, а також розробки пристроїв і систем для їхнього високоефективного охолодження, використано в ВАТ “Карпатнафтомаш” (м. Калуш, Івано-Франківської обл.) та в асоціації “Автобус” (м. Львів) та в навчальному процесі кафедри механіки машин при читанні лекцій з дисципліни “Основи теорії і розрахунку засобів механізації переміщення вантажів”.

### **Особистий внесок здобувача.**

1. Встановлено закономірності зародження та розвитку теплових процесів на зовнішніх та внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок [69].
2. Експериментальними шляхом досліджено вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів нетрадиційного гальма на їхню теплонавантаженість [39].
3. Наведено математичний опис теплового балансу фрикційних вузлів нетрадиційного гальма [24].
4. Запропоновано методику розрахунку інтенсивності природного охолодження фрикційних вузлів нетрадиційного гальма [69].
5. Введено поняття “вирівнювання теплонавантаженості” фрикційних вузлів нетрадиційного гальма за рахунок їхнього примусового термоелектричного охолодження [91].
6. Розроблено системи для примусового охолодження фрикційних вузлів нетрадиційного гальма [21, 27, 38].

**Апробація роботи.** Основні положення роботи доповідались та обговорювалися на: міжнародній конференції “Зносостійкість та надійність вузлів тертя машин” (м. Хмельницький, 2000 р.); міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми розвитку піднімально-транспортної техніки (м. Луганськ, 2000 р.); міжнародній конференції по надійності машин та прогнозуванню їх ресурсу (м. Івано-Франківськ, 2000 р.); розширеному засіданні кафедри технічної механіки Кубанського державного технологічного університету (м. Краснодар, 2001 р.); кафедрі загально-інженерних дисциплін Бережанського агротехнічного інституту Київського національного аграрного університету (м. Бережани, Тернопільської обл., 2001 р.); кафедрі деталей машин національного університету “Львівська політехніка (м. Львів, 2002 р.); міжнародної науково-технічної конференції “Проблеми механіки гірнично-



металургічного комплексу” (м. Дніпропетровськ, 2002 р.); III-ої міжнародної науково-технічної конференції “Модульні технології та конструкції – 2002” (м. Жешув, Польща, 2002 р.); кафедри механіки машин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 2002 р.); на розширеному науковому семінарі за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості (м. Івано-Франківськ, 2002 р.)

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 13 наукових праць, з них 10 – у фахових виданнях, один патент на винахід Росії та одні тези доповіді.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертація викладена на 137 стор. комп’ютерного набору тексту і містить: вступ, чотири розділи, висновки, список використаної літератури з 129 найменувань викладений на 14 аркушах, 21 додаток на 39 аркушах і 34 рисунка та 15 таблиць на 38 аркушах.

## РОЗДІЛ 1

### СТАН ПИТАННЯ І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 1.1. Навантаженість фрикційних вузлів гальмівних пристроїв

##### 1.1.1. Д и н а м і ч н а .

Ефективна, надійна і безпечна експлуатація піднімально-транспортного обладнання, зокрема, стрічково-колодкових гальм бурових лебідок та гальмівних пристроїв в інших технічних системах, у значній степені залежить від рівня динамічної і теплової навантаженості їхніх фрикційних вузлів. Лімітуючим параметром у фрикційних вузлах є допустима поверхнева температура фрикційних матеріалів накладок.

Відомо, що оцінку тріботехнічних параметрів фрикційних вузлів гальмівних пристроїв необхідно проводити з урахуванням динамічної і теплової навантаженості їхніх пар тертя. Рівень навантаженості гальма залежить від стохастичної природи фізичних процесів, які відбуваються на поверхні тертя фрикційних вузлів, а також від великої кількості нестабільних, але взаємопов'язаних параметрів. Так, закономірність зміни питомих навантажень визначається характером взаємодії пар тертя гальм, рівнем деформації їхніх деталей, яка породжує коливання; гальмівним моментом, що створюється; постійним або змінним коефіцієнтом тертя, що реалізується, і як наслідок, закономірностями та інтенсивністю зносу пар тертя.

Зупинимося на динамічній навантаженості пар тертя гальмівних пристроїв.

Розрахунку жорсткості конструкції стрічково-колодкового гальма бурової лебідки з урахуванням пружних властивостей його робочих деталей присвячена робота [28]. Фрикційним вузлам під час гальмування передається значна кінетична енергія, яка зумовлює виникнення додаткових навантажень у них і,

як наслідок, пружних коливань деталей, зміну гальмівного моменту і підвищення інтенсивності спрацювання слабкого елемента гальма “фрикційних накладок”. Автором цієї роботи одержана аналітична залежність для визначення гальмівного моменту, який створюється гальмом, за наступних припущень: сила тертя по довжині фрикційних накладок гальмівної стрічки розподіляється по закону Ейлера; величини коефіцієнта тертя у фрикційних вузлах є сталим. Необхідно зауважити, що останнє припущення не відповідає дійсності, що впливає на точність одержаних результатів.

Вплив зусилля на гальмівній рукоятці і роботи тертя при гальмуванні на коефіцієнт тертя у модельному стрічково-колодковому гальмі в стендових умовах висвітлено в роботі [52]. Обробка дослідних даних проводилась з допомогою принципів теорії навчання та самоорганізації. Одержані математичні моделі, за якими побудовані поверхні відгуків складної конфігурації, які встановлюють залежність коефіцієнта тертя від зусилля на гальмівній рукоятці і роботи тертя при гальмуванні. Недоліком даної роботи є те, що використання математичних моделей у повсякденній практиці проектувальників та експлуатаційників відповідного обладнання є вельми проблематичним.

На машині тертя моделі МІ-1М в лабораторних умовах проведені дослідження зносо-фрикційних властивостей пар тертя стрічково-колодкового гальма [117]. Встановлено, що із збільшенням питомих навантажень у моделі спрацювання поверхонь пар тертя при поверхневих температурах 150-250 °С збільшувалось. При цьому спостерігалась значна розбіжність одержаних даних у стендових умовах від експлуатаційних (промислових).

Зміна динамічної навантаженості стрічково-колодкового гальма бурової лебідки охарактеризована в роботі [8]. В останній розглянуті деформації елементів гальма (гальмівного шківа, стрічки, фрикційних накладок та підйомного вала), та їхні коливання. При теоретичних дослідженнях використані напівбезмоментна теорія оболонок і закон Гука, а також

розглянуто енергетичний баланс пар тертя гальма і його елементів, що коливаються. Приймалась умова, що питомі навантаження в парі тертя збільшувались від першої фрикційної накладки збігаючої стрічки, до двадцятої накладки, що розташована на набігаючій її гілці. При цьому питомі навантаження на набігаючій поверхні накладки були меншими, ніж на збігаючій її поверхні. Крім того, питомі навантаження на збігаючій поверхні попередньої накладки дорівнювали питомим навантаженням на набігаючій поверхні наступної накладки. Це припущення дозволило розглядати змінні величини питомих навантажень і коефіцієнтів тертя на взаємодіючих поверхнях фрикційних вузлів гальм. Але, в роботі [8] не показано, що більші питомі навантаження спостерігаються на набігаючих поверхнях накладок, ніж на збігаючих, максимальні їхні значення припадають на середину накладки по її довжині.

В роботі [99] запропоновані основні напрямки досліджень по підборі матеріалів та оцінці працездатності гальмівних пристроїв літака з урахуванням безупинної зміни їхньої експлуатаційної навантаженості. Завдання створення високоефективних гальм, які водночас мають великий ресурс, вирішується комплексно, з урахуванням раціонального їхнього конструювання та оптимального вибору їхніх фрикційних матеріалів. Таке рішення здійснено на підставі диференційованого підходу до розробки, виготовлення і досліджень з всебічною дослідною перевіркою гальм, що створюються, а також нових фрикційних і теплопоглинаючих матеріалів. В якості нових матеріалів використані вуглець-вуглецеві фрикційні композиційні матеріали (ВФКМ), при виборі яких одночасно з показниками інтенсивності зносу враховувались характеристики ефективності гальмування: час гальмування, гальмівний пробіг, інтенсивність сповільнення, коефіцієнт тертя, які також залежать від експлуатаційних умов – головним чином від температури, а також від питомих навантажень і лінійної швидкості. Метод розрахунку і прогнозування робочих характеристик авіаційних колісних гальм побудований на розв'язку системи

рівнянь теплової динаміки тертя та зносу фрикційних пар, які в необхідній та достатній мірі дозволяють математично описати взаємопов'язані процеси теплоутворення, тертя та зносу в часі в процесі гальмування в залежності від конструктивних та експлуатаційних параметрів гальм. Проте результати, одержані в даній роботі, не узагальнені авторами і не можуть використовуватися для інших типів гальмівних механізмів.

Нові конструкції гальмівних механізмів потужних транспортних засобів і особливості їх розрахунку проілюстровані в роботі [9]. Запропонована нова конструкція комбінованого гальма, яка поєднує переваги багатодискового гальма за енергоємністю та однодискового за швидкодією. Встановлено, що функціональна працездатність комбінованих гальм у значній мірі залежить від характеру розподілу теплової енергії по окремих складових механізму, що, у свою чергу, зумовлює відповідну зміну зносо-фрикційних властивостей пар тертя при гальмуванні. Дослідним шляхом для кожної частини комбінованого гальма встановлена зміна моменту тертя, швидкості ковзання, температури поверхонь тертя в залежності від часу гальмування. Запропонована методика використовується при проектуванні тільки аналогічних схем гальмівних механізмів.

Аналізу вібро-шумового явища в гальмівних пристроях присвячена робота [92]. Дослідження циклу гальмування проводились на модернізованій машині тертя ИМ-58М. В якості зразків пар тертя були досліджені сталь 45, сірий чавун СЧ 20 та безазбестовий композиційний матеріал із сировини типу бастеніт. На підставі досліджень встановлено, що на величину вібропереміщень у початковий момент гальмування значного впливу надають експлуатаційні параметри гальма, а в кінцевий момент циклу – конструктивні параметри. Це вказує на неможливість застосування єдиних технічних рішень з обмеження і ліквідації наслідків коливального процесу. Розглянуто питання ступеня випромінювання в навколишнє середовище коливань, які зумовлюють шумовий ефект під час гальмування. Зроблено висновок, що для підбору екологічно

чистого фрикційного матеріалу накладок, необхідно його попередньо дослідити на явище “писку”. Запропонована конструкція дисково-колодкового гальма, яка має значну вібростійкість із незначним шумовим випромінюванням.

В роботі [17] підкреслено, що вибірковий переніс при терті та процес зносу за своєю природою є протилежними явищами. Розглянуті фактори, що визначають інтенсивність зносу взаємодіючих пар тертя і вибіркового перенісу між ними. Для реалізації останнього визначну роль грає когерентний стан речовини – самоорганізація, надпровідність, надтекучість, надвипромінювання, надрозсіювання. При цьому в організованій речовині повинно відбуватися зменшення ентропії системи, а в деяких випадках і повна ліквідація її втрат. Вибірковий переніс дозволяє зменшити сили тертя й інтенсивність зносу в десятки разів при використанні когерентного тертя. Проте спрямована реалізація зазначених процесів у промислових умовах експлуатації гальма є практично неможливою.

В роботі [41] відзначено, що намагання досягти мінімального спрацювання деталей у вузлах тертя призвело до формування чотирьох основних напрямів пошуку технічних рішень у триботехніці, які побудовані на ефектах спрацювання. Це створення нових: конструкцій вузлів тертя, конструкційних матеріалів; технологій обробки поверхонь деталей вузлів тертя, методів та засобів зниження теплонавантаженості фрикційних вузлів.

В роботі [42] доведено, що при терті спостерігається флуктуація коефіцієнтів тертя в режимі вибіркового переносу при раптовому прикладанні та зняттю додаткового навантаження  $\Delta P$ . Після зняття навантаження, коефіцієнт тертя, який при прикладанні навантаження збільшився, зменшується, при цьому його значення проходить через границю рівноважного стану (граничного циклу) і знову підходить до цієї границі.

В роботі [50] розглянуто спеціальне покриття для фрикційних накладок, яке виготовлено на основі полібутадіонової або епоксидної смоли з наповнювачем. В якості останнього використані матеріали: фенол-

формальдегід, фенол або меламін. Одержане таким чином покриття наноситься на робочу поверхню фрикційних накладок, що сприяє підвищенню коефіцієнта тертя під час роботи фрикційного вузла на 30-60 % у порівнянні із серійними фрикційними накладками. Цілком зрозуміло, що з безупинним зростанням числа циклів навантаження гальма при експлуатації відповідного обладнання, покриття зношується, і ефективність гальмівного механізму стрімко спадає.

Некласична схема стрічково-колодкового гальма реалізована в роботі [74]. В запропонованій конструкції фрикційні накладки не кріпляться до гальмівної стрічки, а обладнані пружними елементами, які зв'язують накладки між собою і підтискають накладки до бігової доріжки шківів. Кільце, яке складається з накладок, обертається разом із шківом. При цьому коефіцієнт тертя в парі “накладки – стрічка” є більшим, ніж у парі “шків – накладки”. При замиканні гальма спрацьовує пара тертя “накладки – стрічка” і таким чином відбувається гальмування. Запропонована схема гальма в цілому є досить перспективною, проте знаходиться ще в стадії теоретичних досліджень.

У роботі [57] наведено стрічково-колодкове гальмо з обертальними фрикційними накладками. Проілюстрована схема сил, що діють на поверхні фрикційних накладок. Для конструкції такого гальма встановлено три стадії процесу гальмування. Перша (початкова) характеризується нерухомим з'єднанням фрикційних накладок зі шківом. Фрикційні накладки з'єднані між собою пружним елементом в кільце, яке обертається разом із шківом. При замиканні стрічкою гальма відбувається взаємодія зовнішніх поверхонь накладок із внутрішньою поверхнею стрічки (коефіцієнт тертя  $f_1$ ). Це можливо коли  $f_1 > f_2$  (коефіцієнт тертя між зовнішньою поверхнею шківів і внутрішніми поверхнями накладок). Друга стадія (перехідна) зумовлена тим, що при гальмуванні сила  $F_2$  збільшується скоріше, ніж  $F_1$  і в певний момент часу  $F_1 = F_2$ . Третя стадія (заклучна) реалізується за умови, коли  $F_1 > F_2$ . В цьому випадку зовнішні поверхні фрикційних накладок стають майже нерухомими

відносно внутрішньої поверхні гальмівної стрічки, а їх внутрішні поверхні взаємодіють з біговою доріжкою шківів. В роботі визначена необхідна сила розтягу пружин, які з'єднують накладки, а також гальмівний момент даного гальма. З умови міцності при змінних напруженнях визначено ширину і товщину гальмівної стрічки.

Але, в даній роботі не розглянутий тепловий баланс внутрішніх і зовнішніх пар тертя гальма, тобто динамічна навантаженість гальма оцінена без урахування теплової.

Негативним, і в окремих випадках дуже небезпечним наслідком динамічної навантаженості гальмівних пристроїв є підвищений тепловий стан їхніх пар тертя.

### 1.1.2. Т е п л о в а .

Теплота, яка генерується на поверхні тертя фрикційного вузла, розподіляється між деталями, що труться, у відповідності з коефіцієнтом розподілу теплових потоків. Останній, в свою чергу визначається співвідношенням теплофізичних характеристик матеріалів деталей, що труться, та їхніми геометричними розмірами. При цьому на фрикційний матеріал припадає менша (приблизно 5%) частина теплоти, що генерується на фрикційному контакті. Решта (~95%) теплової енергії поглинають металеві елементи пари тертя. Поверхневі температури та температурні градієнти на поверхні тертя, що виникають при цьому, є достатньо великими, для того щоб зумовити проходження основних фізико-хімічних процесів, характерних для типових асбосмоляних матеріалів: розм'якшення, плавлення, випаровування, деструкція та згоряння зв'язуючого, утворення поверхневого шару коксоподібних продуктів, поверхневих плівок та продуктів зносу.

На теплову навантаженість фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма впливають наступні фактори: конструктивні особливості, геометричні та кінематичні параметри, матеріали пар тертя та і їхні механічні та теплофізичні



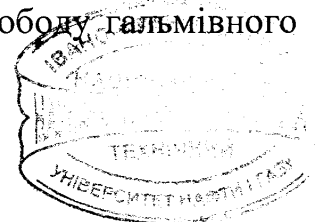
характеристики, пружно-пластичні деформації поверхневих шарів пар тертя, зміни, які відбуваються в робочому шарі матеріалів при гальмуванні, а також залишкові явища, інтенсивність природного охолодження, методи і засоби примусового охолодження фрикційних вузлів тощо.

Стрічково-колодкові гальма бурових лебідок працюють у напруженому аперіодичному повторно-короткочасному режимі гальмування. Відомо, що при спуску у свердловину колони бурильних труб утворюється значна кінетична енергія. При довжині бурильної колони понад 2500 м використовується одночасно з механічним гідравлічне гальмо. Так, наприклад, при масі бурильної колони 2000 тон при її переміщенні у свердловині під час спуску інструменту тільки на 37,5 метрів на довжину однієї свічки, робота, яка поглинається гальмом бурової лебідки, дорівнює 15 МНм [70]. Оскільки на частку механічного гальма припадає приблизно 10 відсотків цієї роботи протягом 10 с, то потужність, яка ним утворюється, складає 750 кВт. При цьому поверхнева температура фрикційних пар гальма досягає 900 °С, що в декілька разів перевищує допустиму температуру (390 °С) для матеріалу фрикційних накладок. Ще більш висока поверхнева температура пар тертя (940 °С) була зареєстрована при глибині забою свердловини 3880 м на серійній буровій установці “Уралмаш 3Д-67” [80].

Цілком зрозуміло, що математично описати процеси, що відбуваються, при гальмуванні з урахуванням всіх вище перелічених факторів є абсолютно неможливим. Проте, рядом дослідників отримані емпіричні та аналітичні залежності, які з різним ступенем точності дозволяють визначити тепловий стан гальма.

В табл. 1.1 наведені розрахункові залежності для визначення поверхневих температур пар тертя стрічково-колодкового гальма, в яких використані такі позначення:  $t_{вп}$ ,  $t_r$ ,  $t_{н\Delta\tau}$ ,  $t_{н\Delta\tau(m-1)}$ ,  $(t_{bo}, t_r)$  – відповідно температури: усталена пар тертя і після чергового гальмування; внутрішньої поверхні ободу гальмівного

211



Розрахункові залежності для визначення поверхневих температур пар тертя стрічково-колодкового гальма при природному охолодженні

Автор	Розрахункові залежності
Александров М. П. [1]	<p>Стационарний тепловий процес:</p> $\lg \frac{t_y}{t_{Bo}} - 1,07 \lg Pe - 0,15 \frac{h}{h_0} + 0,23 \lg K \alpha_0 + 0,25 K_0 + 0,37 \frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} + 0,15 \frac{a}{a_0} + 0,33 \lg \frac{B}{B_0} = 0,84 \lg Fo - 0,9. \quad (1.1)$
	<p>Нестационарний тепловий процес:</p> $\frac{\tau_T}{\tau_{To}} = \frac{1,85 \cdot 10^3 \cdot \lg \frac{t_y}{t_{bo}} / \left( \frac{t_0}{t_{bo}} - \frac{t_T}{t_{bo}} \right) K \alpha_0^{0,38} K_0^{0,3} \left( \frac{a}{a_0} \right)^{0,42} \left( \frac{B}{B_0} \right)^{0,1} \left( \frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \right)^{0,47}}{Fo^{1,45} Pe^{1,1} \left( \frac{h}{h_0} \right)^{0,42}}. \quad (1.2)$
Аскеров Т. М. [6]	$t_{n\Delta t} = \alpha \Delta X n + \lambda t_{n\Delta t(m-1)} \Delta X / (\lambda + \alpha \Delta X). \quad (1.3)$
Ібрагимов В. Д. [59]	$t_y(\tau_T, r, z) = t_0 + t_0 B(\rho) / \rho = r / R_1 (k_1 \tau_T + k_2 \tau_T^2) \left( \frac{1}{\pi} + \frac{2}{\pi} \sum_{\rho=1, \tau=1}^{\infty} Q(\tau, \rho) \right) \cos \frac{\rho}{2} \pi. \quad (1.4)$
Фараджев Т. Г. [107]	$t_x(t) = Q / kVi + 1 / \sqrt{\pi \tau_m}. \quad (1.5)$
Джафаров К. А. [53]	<p>до 30-ої свічки:</p> $t_1 = 0,443 Q^{1,29}; \quad (1.6)$
Вольченко Д. А. [30]	<p>після 30-ої свічки:</p> $t_2 = 307,5 \cdot 1,001^{\circ}. \quad (1.7)$
	<p>Для n-ої свічки:</p> $t_y = 547,2 + 4,7X_1 + 21,6X_2 + 312,9X_3 + 11,6X_4 - 2,2X_1X_2 - 7,8X_1X_3 - 3,4X_1X_4 + 2,8X_2X_3 + 5,9X_2X_4 - 9,7X_3X_4 \quad (1.8)$

шківа; після  $n\Delta t$  (с) від початку нагрівання на відстані  $\Delta x$  від робочої поверхні шківа; навколишнього середовища;

Re, Fo, Pr, Ga – критерії подібності, відповідно, Пекле, Фур'є, Прандтля та Галілея;

$\frac{n}{n_o}, \frac{\tau_T}{\tau_{T_o}}, \frac{\varepsilon}{\varepsilon_o}, \frac{B}{B_o}, \frac{a}{a_o}$ ,  $K\alpha_o$ ,  $K_o$  – значення симплексів: кількості гальмувань,

часу гальмувань, кута охоплення гальмівного шківа фрикційними накладками, відносної тривалості вмикання гальма; радіального зазору між парами тертя гальма, ширини гальмівного шківа і коефіцієнта температуропровідності матеріалу шківа; (індекс “o” відноситься до моделі гальма, яка прийнята за базову);

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від робочої поверхні шківа;

$\Delta x$  – товщина шару шківа;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу шківа;

$\tau_m$  – час між гальмуваннями;

$R_1, R_2$  – відповідно радіуси поверхонь тертя і внутрішньої поверхні шківа;

$r = R_1$ ;  $\rho = r / R_1$ ;  $Z = B / 2$ ,  $K_1, K_2$  – модифіковані функції Беселя першого і другого роду першого порядку;

$Q$  – кількість теплоти;

$Bi$  – критерій Біо;

$X_1$  (Mt) – гальмівний момент;

$X_2$  (N) – кількість свічок, що опускаються в свердловину;

$X_3$  ( $\tau_T$ ) – час гальмування;

$X_4$  ( $n_5$ ) – середня за час гальмування частота обертання шківа.

В роботі [1] методами моделювання теплових процесів, які базуються на теорії теплової подібності, одержані критеріальні рівняння (1.1) і (1.2) для визначення поверхневих температур пар тертя стрічково-колодкових гальм. Критеріальні рівняння (1.1) і (1.2) описують як стаціонарний, так і нестаціонарний теплові процеси на поверхнях пар тертя гальма. Основою для

їхнього отримання стали експериментальні дані з теплонавантаженості пар тертя різних типорозмірів гальм. Недоліками наведених критеріальних рівнянь є те, що в процесі експлуатації гальма відбувається зношення поверхонь його елементів тертя і геометричні параметри шківів і накладок змінюються, що, у свою чергу, призводить до зміни зазору між парами тертя, тобто з плином часу порушуються початкові умови, для яких складені вказані рівняння. Крім того, при високих поверхневих температурах пар тертя гальма помітно змінюються теплофізичні параметри їхніх матеріалів.

Визначенню розподілу теплових потоків між робочими деталями гальма, рівня підвищення температури внутрішньої поверхні ободу шківів (залежність 1.3), що викликає термопружно-пластичні напруження в ободі шківів, а також розрахунку товщини його пластичного шару під час нагрівання і природного охолодження з урахуванням тільки конвективного теплообміну присвячена робота [6]. Запропонована залежність (1.3) має емпіричний характер, і в неї не увійшли геометричні параметри гальма.

На підставі рівняння Фур'є при заданих початкових фізичних і крайових умовах і припущенні, що теплота на поверхні тертя шківів розподіляється рівномірно, в роботі [59] отримана залежність (1.4) для визначення поверхневих температур пар тертя стрічково-колодкового гальма. Порівняння розрахункових і дослідних значень поверхневих температур при опусканні 20-ої і 80-ої свічок показали, що їхнє відхилення складає 6,95 і 15,8% відповідно. Тобто, рівняння є справедливим лише для початкової стадії спуску бурильної колони в свердловину.

В роботі [107] визначення поверхневої температури пар тертя стрічково-колодкового гальма виконувалось з допомогою залежності (1.5). В останню входить кількість теплоти ( $Q$ ), яка генерується при гальмуванні на поверхнях тертя, і критерій Біо ( $Bi$ ). Нажаль, в цій роботі не проведено розрахунок за запропонованою формулою, що унеможливорює зробити висновок про її придатність.

Залежності (1.6) і (1.7) для визначення поверхневих температур пар тертя стрічкового гальма одержані в роботі [53] на базі великого обсягу дослідних даних. Основним компонентом залежностей (1.6) і (1.7) є кількість теплоти ( $Q$ ), яка генерується на поверхні тертя гальма.

Методом планування екстремальних експериментів здійснена оцінка теплонавантаженості пар тертя стрічково-колодкового гальма при природному охолодженні [30]. Метод планування експериментів передбачає використання великого банку дослідних даних з теплонавантаженості пар тертя гальма. В якості експлуатаційних параметрів гальма, які фігурують у формулі (1.8) були прийняті: гальмівний момент, кількість свічок, що опускали у свердловину, час гальмування і середня за час гальмування частота обертання шківів.

Порівняння розрахункових і дослідних значень поверхневих температур пар тертя гальм показало, що їхнє відхилення не перевищувало 10%. Необхідно зауважити, що використання запропонованих рівнянь для іншого типорозміру або умов експлуатації гальма потребує попереднього проведення експериментальних досліджень.

Промисловому випробовуванню серійних стрічково-колодкових гальм із рівномірним і нерівномірним кроком встановлення фрикційних накладок на гальмівній стрічці при глибині буріння 4880 м присвячена робота [80]. При змінній відстані між накладками їхня кількість зменшилося з 22-х до 16-ох, що призвело до зменшення поверхневих температур на 30-40 °С. Питомі навантаження під накладками збігаючої гілки стрічки помітно збільшилися, а поверхневі температури зменшилися.

Закономірності розподілу об'ємної температури по товщині ободу шківів методом Е. Шмідта встановлені в роботі [78]. При цьому обід гальмівного шківів умовно розбивали на десять шарів однакової товщини, а його поверхнева температура змінювалась від 80 до 380 °С. Показано, що при роботі гальма повторно-короткочасова інтенсивність теплоутворення спричиняє виникнення

в матеріалі ободу шківа теплових деформацій, що перевищують границю його пружності. Ця обставина є причиною появи термічних напружень.

Дослідженню процесів фрикційного тепловиділення і теплопереносу, які виникають при вмиканні дискових муфт зчеплення і гальм, присвячена робота [9]. Показано, що при вмиканні гальма, сила тертя може бути сталою або з плином часу змінюватись за лінійним або параболічним законам. Закономірності зміни сили тертя впливають на характер зміни відносної швидкості ковзання, інтенсивності тепловиділення і переміщення теплових потоків у функції від часу. Наведено точний розв'язок рівняння теплопровідності при граничній умові другого роду, коли тепловий потік змінюється за лінійним законом. Це дозволяє обчислювати середнє значення температурного поля фрикційного вузла. В подальшому одержано наближений розв'язок теплової задачі тертя для випадку, коли тепловий потік у зоні фрикційного контакту накладка-диск змінюється з плином часу за параболічним законом. Наведений приклад розрахунку температури поверхні тертя безазбестових накладок при їхніх випробовуваннях на інерційному стенді. При цьому відсутнє порівняння розрахункових даних з експериментальними, одержаними для реальних умов експлуатації гальма.

Абляційні ефекти при терті, а також термічна втома фрикційних матеріалів розглянуті в роботі [115]. Відмічається, що фрикційні матеріали у вузлах тертя піддані впливу інтенсивних однобічних поверхневих теплосмін, частота і інтенсивність яких визначаються умовами експлуатації. Відзначено, що температурний режим роботи гальма характеризується поверхневою і об'ємною температурами, а також температурним градієнтом по поверхні тертя, який, в свою чергу, залежить від сумарного теплового потоку (роботи тертя) і питомого теплового потоку (потужності тертя). Одержані діаграми гальмівного моменту і температурні криві при різних режимах випробовувань, за яких був відтворений ефект термічного розтріскування. Виникнення і зростання тріщин спостерігалось у композиті на смоляному зв'язуючому

“Ретинакс А” (ГОСТ 10851-73), який характеризується високою зносостійкістю. Запропоновано новий метод моделювання процесу термічного тріщиноутворення фрикційних матеріалів. Суть методу полягає в тому, що зразки фрикційного матеріалу піддавали однобічному поверхневому нагріванню з наступним миттєвим охолодженням. При цьому після кожної тепломіни з поверхні дослідного зразка знімали шар матеріалу такої товщини, яка відповідала величині зношення матеріалу у натурному вузлі тертя. Відмічено, що порівняльні випробовування матеріалів сприяють більш точному прогнозуванню поведінки матеріалів у заданих умовах експлуатації і полегшують створення матеріалів із конкретними, наперед заданими характеристиками зношення й опору термічному розтріскуванню.

В роботі [17] показано, що фрикційні азбестові матеріали, які використовуються в даний час для стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, лише умовно є екологічно безпечними. Переважно вони містять у якості зв'язуючого органічні полімери, які деструктують в умовах нагрівання при гальмуваннях з утворенням газоподібних шкідливих компонентів, як, наприклад, фенол. У процесі експериментальних досліджень встановлено склад продуктів, які утворюються безпосередньо при терті зразків, а також стан поверхні полімерного і металевого зразків після тертя. При цьому зроблені спроби з стабілізації тертя та інтенсифікації газовідведення з фрикційного контакту.

Таким чином, буквально всі дослідники умов експлуатації фрикційних вузлів відмічають, що в більшості випадків пари тертя гальмівних пристроїв працюють в інтервалі поверхневих температур, що перевищують допустиму для матеріалів фрикційних накладок. Більшість з дослідників вважають, що найбільш перспективним і ефективним засобом підвищення надійності гальмівних механізмів є їхнє примусове охолодження.

## 1.2. Інтенсивність теплообміну при охолодженні гальм бурових лебідок

### 1.2.1. Природним шляхом.

Особливістю природного охолодження пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки є те, що при нагріванні поверхні ободу гальмівного шківа повітря, що знаходиться між елементами тертя, ніби прилипає до поверхні й обертається до тих пір, поки не нагріється. Внаслідок цього його густина зменшується у порівнянні з густиною повітря, яке знаходиться біля зони тертя. З'являється різниця тисків, під дією якої холодне повітря займає місце нагрітого повітря. При цьому, чим вищою є температура робочої поверхні гальмівного шківа, тим більшим є перепад тиску між шарами гарячого і холодного повітря, і тим скоріше відбувається циркуляція повітря біля поверхні ободу гальмівного шківа.

В табл. 1.2 наведені розрахункові залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі від робочих деталей стрічково-колодкового гальма бурової лебідки при їхньому природному охолодженні, а також кількості повітря, яке омиває їх. При цьому використані наступні позначення:  $Q$  – тепловий потік;  $t$  – встановлена температура поверхні тертя;  $A$  – поверхня теплообміну шківа;  $e$  – основа натурального логарифма;  $\tau$  – час охолодження;  $T = C / A$  – стала часу охолодження, яка визначає час, протягом якого матеріальна точка досягає встановленого значення температури у випадку повної відсутності тепловіддачі;  $C$  – теплоємність матеріалу шківа;  $t_0$  – температура повітря, що омиває поверхні тертя;  $M_T$  – гальмівний момент;  $R$  – радіус робочої поверхні шківа;  $V$  – лінійна швидкість точок робочої поверхні шківа;  $T_1, T_2$  – температури поверхні шківа до початку охолодження і після нього;  $G_{V1}, G_{V2}$  – кількості повітря, що омиває деталі гальма;  $c$  – теплоємність повітря;  $T_3, T_4, T_3', T_4'$  – середні температури елементів гальма за період охолодження;  $dV, \Delta T$  – елементарні зміни швидкості і температури повітря за час  $\Delta t^0$ ;  $\tau_1, \tau_2, \tau_1', \tau_2'$  – час охолодження елементів гальма;  $A_{ш}, A_{ф.н.}, A_{з.ст}$  – площі поверхонь



Таблиця 1.2

Розрахункові залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі від робочих деталей стрічково-колодкових гальм бурових лебідок при їхньому природному охолодженні

Автор	Розрахункові залежності
Александров М. П. [1]	<p>Від робочих поверхонь гальмівного шків:</p> $\alpha = \frac{Q}{tA} \left( 1 - e^{-\frac{\tau}{T}} \right) + t_0 e^{-\frac{\tau}{T}}; \tag{1.9}$
Джанахмедов А. Х. [50]	$\alpha = \frac{M_T VA}{Rt_{об}(T_2 - T_1)}; \tag{1.10}$
Вольченко Д. А. [30]	<p>При розімкненому гальмі:</p> $\alpha = G_{v1} c \int_V (T_3 - T_4) dV / \left[ (A_{ш} + A_{ФН} + A_{Вн.ст}) \int_{\tau_2}^{\tau_1} [\Delta T(\tau')] dt \right]; \tag{1.11}$ <p>При гальмуванні:</p> $\alpha_1 = G_{v2} c \int_{V1} (T_3' - T_4') dV / \left[ (A_{ш} + A_{Вн.ст} - 2A_{ФН.}) \int_{\tau_2}^{\tau_1} [\Delta T(\tau)] dt \right]; \tag{1.12}$ <p>Від зовнішньої поверхні гальмівної стрічки:</p> $\alpha = \Delta Q / \left[ A_{3.ст} \int_{\tau_2}^{\tau_1} [\Delta T(\tau')] dt \right]; \tag{1.13}$
	<p>Від зовнішньої поверхні гальмівної стрічки:</p> <p>Кількість повітря, що омиває деталі гальма:</p> $G_v = \frac{T_{вх}^2}{P_{вх}^2} \left[ 2gD \left( \frac{P_{вх}}{T_{вх}} - \frac{\bar{P}}{T} \right) - \xi_{внкр} \sigma_3 (2D_{ш} + 2\delta + \sigma_3) \frac{\bar{P}}{T} \right] / \left[ \xi_{вх} \frac{T_{вх}}{P_{вх}} A_{вх}^2 + \left( \xi_{тер} + \xi_{кін} \right) \frac{\bar{P}}{PA_2} + \xi_{внх} \frac{T_{внх}}{P_{внх}} A_{внх}^2 \right]; \tag{1.14}$

робочих деталей гальм, які омиваються потоками повітря (шківа, фрикційних накладок гальмівної стрічки відповідно);  $T_{\text{вх}}$ ,  $p_{\text{вх}}$ ,  $\bar{T}$ ,  $\bar{p}$ ,  $T_{\text{вих}}$ ,  $p_{\text{вих}}$  – середні температури і тиск повітря, яке поступає, циркулює і виходить із зазору між парами тертя,  $g$  – прискорення вільного падіння тіла;  $D$ ,  $(D_\delta, d_1)$  і  $d_2$  – діаметри відповідно: середній перерізу ободу робочої і зовнішньої поверхонь гальмівного шківа;  $\delta$  – товщина ободу шківа;  $\delta_3$  – зазор між парами тертя гальма;  $\xi_{\text{вх}}$ ,  $\xi_{\text{вих}}$  – втрати енергії рухомого потоку на вході і виході із зазору;  $\xi_{\text{вихр}}$  – втрати енергії на вихороутворення потоку повітря, що циркулює між парами тертя;  $A_{\text{вх}}$ ,  $A_{\text{вих}}$ ,  $\bar{A}$  – поперечні перерізи зазорів, відповідно, на вході і виході з гальмівного вузла і між парами тертя.

При оцінці інтенсивності природного охолодження пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок переважно використовують рівняння теплового балансу. В зазначене рівняння входять дві складові: кількість теплоти, що генерується в процесі гальмування, і кількість теплоти, яка розсіюється в навколишнє середовище в інтервалі часу між гальмуваннями. Приймавши умову сталості кількості теплоти за заданий проміжок часу і виконавши відповідне перетворення записаного рівняння, одержали вираз для визначення коефіцієнта тепловіддачі від робочих деталей стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. Аналогічно одержані залежності (1.9) і (1.10) для оцінки інтенсивності природного теплообміну від робочих деталей гальма бурової лебідки. Емпіричний характер носить залежність (1.10), одержана в роботі [50]. Але запропоновані залежності (1.9) і (1.10) не враховують енергетичний баланс, термодинамічні параметри і циркуляційні можливості потоків повітря, а також його кількість, яка омиває поверхні робочих деталей стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Перелічені недоліки враховані в залежностях (1.11-1.14), проте велика кількість дослідних величин, отриманих для певних умов експлуатації, значно утруднює, а в деяких випадках і унеможлиблює їхнє застосування.

Збільшити коефіцієнт тепловіддачі як від металевих, так і неметалевих фрикційних елементів можна шляхом утворення розвиненої поверхні теплообміну при застосовуванні ребріння або дефлекторів шківа, виконаних у вигляді ребер, забірників повітря [94] і т. п., а також розміщенням у деталях гальма турбулізаторів повітряних потоків. Ними можуть бути отвори у ребордах [96], системи отворів і каналів у шківі [95], сільфони над гальмівною стрічкою, які взаємодіють з ребордою шківа і з'єднані з отворами в гальмівній стрічці та у фрикційній накладці [98], або конфузори [97], дифузори, вихрові трубки, змонтовані у парах “шків-накладка” або “накладка-ділянка стрічки”. Перелічені конструктивні рішення зумовлюють позитивну зміну термодинамічних параметрів повітря, яке циркулює між робочими деталями гальма, і, як наслідок, підвищують ефективність їхнього природного охолодження.

Проте, навіть інтенсифіковане природне охолодження пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок не спроможне забезпечити їхній належний температурний режим у процесі опускання колони бурильних труб у свердловину, який характеризувався би неперевищуванням поверхніми тертя допустимої для фрикційного матеріалу накладок температури. В зв'язку з цим, розглянемо інтенсивність примусового охолодження.

### 1.2.2. Примусовим шляхом.

Аналіз робіт з примусового охолодження пар тертя гальмівних пристроїв показав, що воно може здійснюватись: безпосередньою подачею теплоносія на поверхні тертя, циркуляцією теплоносія в елементах гальма, а також нетрадиційним способом із допомогою термоелектричного ефекту.

Зупинимось на оцінці інтенсивності охолодження пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

В табл. 1.3 наведені розрахункові залежності для визначення поверхневих температур і коефіцієнтів тепловіддачі від робочих поверхонь шківа стрічково-

Розрахункові залежності для визначення поверхневих температур і коефіцієнтів тепловіддачі від робочих поверхонь шків стрічково-колодкового гальма бурової лебідки при інтенсифікованому охолодженні

Автор	Розрахункові залежності
Александров М.П. [1]	<p>Шкви, обладнані охолоджуючими ребрами</p> $\lg \frac{t}{t_{\text{BO}}} - 1,11 \lg \text{Re} - 0,227 \frac{h}{h_0} + 0,435 \lg K \alpha_0 + 0,3 K_0 + 0,189 \frac{a}{a_0} + 0,4 \frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} + 0,205 \lg \frac{B}{B_0} = 0,069 \lg \text{Fo} - 1,98; \quad (1.15)$
Вольченко Д.А. [30]	<p>При охолодженні 25%-вим розчином аміаку</p> $t = 322,2 + 7,6X_1 + 13,4X_2 + 162,2X_3 + 4,7X_4 - 0,9X_1X_2 + 4,1X_1X_3 + 2,8X_1X_4 + 5,9X_2X_3 + 2,2X_2X_4 - 4,1X_3X_4; \quad (1.16)$
Джафаров К.А. [53]	<p>При охолодженні стиснутим повітрям</p> $\alpha = \frac{M_T V_T A_2}{R V_{\text{об}} (\Gamma_2 - \Gamma_1)}; \quad (1.17); \quad A_2 = A_1(1 - \text{Bi}); \quad \Gamma_1 = 1,13Q^{1,065}; \quad \Gamma_2 = 204 \cdot 1,001^Q; \quad (1.18); \quad (1.19)$
Аліханов Н.Р. [5]	$\bar{\alpha} = 0,565 \frac{A_1 \left(1 - \frac{\Delta T_0}{\Delta T_H}\right) \lambda_{\text{ш}}}{A_2 (\Delta T_0 / \Delta T_H) \sqrt{a t_{\text{ох}}}}; \quad (1.20) \quad G = 0,0535 \frac{\pi d^2}{4} \left[ \frac{\lambda_{\text{ш}}}{\sqrt{a t_{\text{ох}}}} \frac{A_1 \left(1 - \frac{\Delta T_0}{\Delta T_H}\right)}{A_2 (\Delta T_0 / \Delta T_H)} \right]; \quad (1.21)$
Вольченко Д.А. [30]	<p>При охолодженні аміаком</p> <p>25%-вим розчином</p> $\alpha^{3,22} = \text{Pr}^{0,0708} \text{Ga}^{2,7} (\text{H}/\lambda_T)^{3,22} \text{K}^{1,48}; \quad (1.23); \quad \alpha^{3,33} = \text{Pr}^{0,106} \text{Ga}^{3,77} (\text{H}/\lambda_T)^{3,43} \text{K}^{0,817}; \quad (1.25)$ <p>50%-вим розчином</p> <p>75%-вим розчином</p> <p>чистим аміаком</p> $\alpha^{3,5} = \text{Pr}^{0,226} \text{Ga}^{3,54} (\text{H}/\lambda_T)^{3,5} \text{K}^{0,9725}; \quad (1.24); \quad \alpha^{3,94} = \text{Pr}^{0,195} \text{Ga}^{2,44} (\text{H}/\lambda_T)^{3,94} \text{K}^{0,5}; \quad (1.26)$

колодкового гальма бурової лебідки, в яких використані наступні позначення:  $A_1$  і  $A_2$  – площі тепловіддачі поверхонь шківів і фрикційних накладок;  $\Delta T_{\text{н}}$ ,  $\Delta T_{\text{охл}}$  – поверхневі температури шківів при нагріванні і охолодженні;  $\lambda_{\text{ш}}$ ,  $a_{\text{ш}}$  – коефіцієнти теплопровідності і температуропровідності матеріалу шківів;  $t_{\text{охл}}$  – час охолодження;  $G$  – витрата стиснутого повітря через сопло заданого діаметра;  $d$  – діаметр отвору сопла;  $H$  – висота теплопровідної вставки;  $\lambda_{\text{т}}$  – коефіцієнт теплопровідності розчину і чистого аміаку;  $k = \frac{r}{C_p \Delta T}$ ;  $r$  – прихована теплота пароутворення розчину і чистого аміаку;  $C_p$  – теплоємність теплоносія при сталому тиску;  $\Delta T$  – зміна температури теплоносія.

Як вже відмічалось, при отриманні критеріальних рівнянь (1.15) і (1.16) використовувався метод теорії теплової подібності. Аналогічним чином одержано критеріальне рівняння (1.17). При аналізі вищевказаних критеріальних рівнянь були детально розглянуті їхні недоліки, які властиві і критеріальному рівнянню (1.17). Розрахунки показали, що недоліком виконання охолоджуючих ребер на неробочих поверхнях гальмівного шківів є збільшення металоемності шківів (приблизно на 10%), моменту інерції підйомного валу лебідки з барабаном і шківівими, перепаду поверхневих температур по товщині шківів, і як наслідок, термічних напружень в ньому.

Методом планування екстремальних експериментів оцінена теплонавантаженість пар тертя стрічково-колодкового гальма в лабораторних і промислових умовах (1.16). В лабораторних умовах дослідження зразків виконували на машині тертя й зносу мод. СМУ-2 у повітрі і в камері (в аміачному середовищі різної концентрації). В промислових умовах фрикційні вузли гальма охолоджували 25%-вим розчином аміаку, який подавали з ємності, розташованої над гальмівною стрічкою по спеціальних трубопроводах до камери фрикційної накладки, а з неї крізь отвори в металевих теплопровідних вставках – на поверхні тертя гальма. Інтенсивність тепловідводу від гальмівного шківів при його примусовому охолодженні

(залежності 1.23-1.26) оцінена методом теплової подібності. Встановлений вплив концентрації аміачного розчину на зносо-фрикційні властивості пар тертя гальма. Ресурс пар тертя гальма при охолодженні розчином аміаку збільшився в 1,3-1,4 рази. Проте, з екологічної точки зору, використання аміачного охолодження відкритого типу є вкрай небажаним.

Робота [53] присвячена визначенню коефіцієнтів тепловіддачі від робочих поверхонь гальмівного шківа стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. Експериментальним шляхом встановлено, що ефективність запропонованого охолодження пар тертя гальма досягала 38%. На підставі рівняння теплового балансу для гальмівного шківа з урахуванням критерію Біо після відповідних перетворень одержана залежність (1.17) для визначення коефіцієнтів тепловіддачі від шківа. Величини поверхневих температур шківа ( $T_2'$  і  $T_1'$ ) до і після примусового охолодження, які входять у залежність (1.17), визначались по емпіричних залежностях (1.18 і 1.19). Необхідно зауважити, що наведена залежність (1.17) не враховує радіаційний теплообмін від поверхонь шківа. Окрім того не береться до уваги ні кількість повітря, яке примусово подається на робочу поверхню шківа, ні його термодинамічні параметри.

Визначення коефіцієнтів безрозмірної тепловіддачі ( $\bar{\alpha}$ ) від робочої поверхні шківа стрічково-колодкового гальма при її примусовому охолодженні стиснутим повітрям проведено в роботі [5]. Даний коефіцієнт рівняння (1.20) залежить від співвідношення площ поверхонь нагрівання і охолодження. ( $A_1/A_2$ ) і відповідних їм поверхневих температур ( $\Delta T_{\text{ох}}/\Delta T_{\text{наг}}$ ). Аналіз залежності (1.20) показав, що значення ( $\bar{\alpha}$ ) зменшуються зі збільшенням відношення зазначених температур. Зі зменшенням величини  $A_1/A_2$  значення ( $\bar{\alpha}$ ) суттєво спадають внаслідок відносного збільшення площі охолодження. Ця обставина підтверджує значну роль виконання оребріння та інших подібних конструктивних заходів у зменшенні теплонавантаженості пар тертя гальма.

На підставі залежності (1.20) було отримано вираз (1.21) для визначення витрати повітря при заданому діаметрі отвору сопла. З цієї формули випливає, що витрата стиснутого повітря зв'язана квадратичною залежністю з діаметром отвору сопла. В результаті розрахунків зроблено висновок про те, що темп примусового охолодження шківа в десятки разів є нижчим за темп його нагрівання. Це вказує на необхідність поєднання заходів, спрямованих на удосконалення конструкції гальма, раціональний підбір матеріалів його елементів тертя, а також створення високоефективного примусового охолодження.

Реальні експериментальні дані з примусового повітряного охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки наведені в роботі [30]. Колона бурильних труб набиралась з 70-ох свічок ЛБТ (легких бурильних труб довжиною 37,5 м). Гальмівний момент, що розвивався гальмом досягав  $M_t = 48,7$  кНм, а температури на поверхнях тертя становили 865 і 516 °С відповідно при природному й примусовому повітряному охолодженні. Вказується, що реалізація у вузлах тертя примусового повітряного охолодження з точки зору ефективності, безпеки і екології є найбільш придатним конструктивним рішенням. В роботі [94], запропоновано стиснуте повітря подавати на поверхні тертя гальма між фрикційними накладками, розташованими на гальмівній стрічці, а в роботі [104] – у спеціальні щілини, розташовані між неробочою поверхнею шківа і його маточиною. Тобто, підвід стиснутого повітря на поверхні тертя гальма можливо виконувати як з боку гальмівної стрічки, так і з боку неробочої поверхні гальмівного шківа.

Дослідженням процесу електризації фрикційних матеріалів ФК-24А і ФК24Л при терті по металу з безперервною реєстрацією струму електризації, моменту тертя і поверхневої температури присвячена робота [72]. Встановлено, що в парах тертя з електропровідною термостійкою полімерною композицією можна керувати зносо-фрикційними властивостями пар тертя, використовуючи електричний струм від зовнішнього джерела електроенергії. Для реалізації

даного способу керування запропоновано вводити в рецептуру термостійких полімерних композицій електропровідні компоненти. Проте таке рішення є економічно не вигідним, оскільки стрімко зростає собівартість таких фрикційних накладок.

Для оцінки ефекту електризації у фрикційних парах вивчена поверхнева електропровідність термостійких полімерних композицій при терті по металу [73]. Встановлені закономірності впливу температури і потужності тертя, поверхневої електропровідності і швидкості зношення полімерних композицій від часу. Недоліком цих досліджень є те, що вони проводилися без силового навантаження, величини якого зумовлює відповідний гальмівний момент.

Останнім часом широко розгорнулись роботи по розробці нетрадиційних видів охолодження фрикційних вузлів гальмівних пристроїв, до яких відносяться: акустичне, магнітне, електромагнітне, термоелектричне, а також охолодження з допомогою теплового насоса, теплової трубки і багато-струменевих ежекторів.

Термоелектричне охолодження фрикційних вузлів барабанно-колодкових гальм транспортних засобів розглянуто в роботі [10]. Проведено вибір матеріалів для термоелементів батареї, а також їхні дослідження в лабораторних і експлуатаційних умовах на основі яких доведена працездатність термобатарей в гальмівному вузлі без і під його навантаженням. А також оцінена ефективність охолодження гальма. При дослідженні охолоджувальної здатності термобатарей у задньому гальмівному механізмі автомобіля ЗіЛ-130 на гірських маршрутах Карпат в інтервалі поверхневих температур 100-350 °С пар тертя встановлено, що холодильний коефіцієнт корисної дії змінювався від 15,0 до 32,8%. Але у даній роботі не розглянуто питання про можливість вирівнювання тепловантаженості пар тертя фрикційних вузлів.

Дослідженню інтенсифікації охолодження важконавантажених фрикційних вузлів гальмівних пристроїв присвячена робота [37]. В якості об'єктів дослідження в ній розглянуті барабанно-колодкові гальма



транспортних засобів і стрічково-колодкові гальма бурових лебідок. Приділена увага їхньому примусовому охолодженню з використання багатоструменевих ежекторів (робоче тіло – стиснуте повітря) і термоелектричного ефекту. Стосовно останнього докладно проаналізована робота термобатарей в режимах термоелектрогенератора і термоелектроохолодильника спільно з тепловими трубами в різних режимах навантаження гальма. Проведені експериментальні дослідження ефективності термоелектричного охолодження фрикційних вузлів в лабораторних і промислових умовах. Дана оцінка експлуатаційним параметрам стрічково-колодкового гальма з термоелектричним охолодженням, а також визначені режими роботи термобатарей, встановлених на набігаючій і збігаючій гілках гальмівної стрічки, з метою досягнення теплової рівноважаності пар тертя гальма.

Примусове охолодження стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками розглянуто в роботі [104]. Згідно з останньою теплова труба виконана у вигляді кільцевої пружної напівеліпсоїдної труби, яка контактує з увігнутою поверхнею фрикційних накладок. При цьому її плоска зовнішня поверхня покрита фрикційним еластичним матеріалом. Недоліком даної системи є те, що тепловідвід здійснюється від найменш теплонавантаженого елемента пари тертя.

Довготривала дія високих температур на елементи тертя гальма значно знижує термін служби. В зв'язку з цим доречно розглянути довговічність пар тертя.

### 1.3. Спрацювання поверхонь пар тертя гальм бурових лебідок

При втомному зношуванні матеріалів основних елементів гальмівних пристроїв визначальну роль грає тепловий і механічний фактор. Теплова втома зумовлена аперіодичним нагріванням і охолодженням, що призводить до появи циклічних напружень у робочих деталях фрикційного вузла, а також надмірних

теплових градієнтів по їхній товщині й поверхні тертя. Окремим випадком теплової втоми є теплове розтріскування, яке виникає в наслідок надмірного теплового навантаження. Механічна втома пояснюється циклічністю навантаження гальма, яка характеризується повторними напруженнями в матеріалах деталей фрикційного гальма. Аналіз мікрорізу вказує на раптове руйнування фрикційного матеріалу, попередньо ослабленого тепловим впливом. Це відбувається при підвищених поверхневих температурах у режимах різкого гальмування, тобто при різкому прикладанні динамічного навантаження.

Довговічність пар тертя гальмівних пристроїв з урахуванням нерівномірності розподілу питомих навантажень на поверхні тертя, розглянута в роботах О. І. Вольченко [104], О. Л. Ільського [60], В. М. Федосєєва [109], М. П. Александрова [1, 105], Г. М. Шахмалієва [117] і ін. Ці вчені досліджували стрічково-колодкові гальма бурових лебідок, а також гальма піднімально-транспортного обладнання.

Матеріали трьох шифрів ФК-24А, 145-40 і Т-266 були досліджені на теплове і механічне зношення [73]. Тертя вказаних матеріалів відбувалось по чавуну СЧ-15 при поверхневих температурах 200, 400 і 600 °С на машині тертя мод. И-47 послідовно по 60 хв. при кожній з вказаних температур. Встановлено, що при 200 °С приблизно 1/3 втрат маси при зношенні зазначених вище фрикційних матеріалів в процесі тертя зумовлена впливом температури і 2/3 – механічним руйнуванням.

При 400 і 600 °С частка теплового зношення теплостійких полімерних матеріалів складала від 1/6 до 1/3, а частка механічного руйнування внаслідок тертя о метал складала від 2/3 до 5/6. Впливає, що при поверхневих температурах 400 і 600 °С, тобто вище допустимих для даних матеріалів, частка механічного зношення збільшилась внаслідок вигорання зв'язуючих компонентів, що зумовлено тривалою дією високих температур. Тобто,

фактично розкладання зношення на теплове і механічне є чисто умовним і в реальних умовах ці два види є взаємопов'язані.

Статичні дані по відмовах гальмівних шківів і заміні фрикційних накладок гальм бурових лебідок наведені в роботі [70]. Встановлено, що при бурінні свердловин від 1001 до 2000 м і від 3001 до 4000 м було вибракувано, відповідно, один і чотирнадцять гальмівних шківів і проведено, відповідно, 125 і 504 замін комплектів фрикційних накладок. Отже, фрикційні вузли гальма працюють при напруженому динамічному і тепловому навантаженні, яке збільшується з глибиною свердловини.

У роботі [58] запропоновано на гальмівну стрічку монтувати фрикційні накладки зі змінним кроком. Останній на набігаючій гілці був меншим, ніж на збігаючій. Таке рішення дозволило цілеспрямовано змінювати площі взаємодії накладок із шківом, а відповідно, і питомі навантаження. При цьому витрата фрикційних накладок в удосконаленому гальмі скоротилася в 2,17 рази у порівнянні з серійним.

Монтувати на гальмівну стрічку фрикційні накладки з різною зносостійкістю запропоновано в роботі [64]. Накладки з високою зносостійкістю встановлювались на набігаючій гілці гальмівної стрічки, а з меншою – на збігаючій гілці. Таке конструктивне рішення вимагає ретельного підбору матеріалу для кожної накладки по зносо-фрикційних властивостях, а відповідно, широкого асортименту фрикційних накладок.

Розвиваючи дане технічне рішення в роботі [4] фрикційні накладки, які виготовлені з матеріалу ФК-24А (12 шт.), встановлювались на набігаючій гілці стрічки. На думку авторів така комбінація матеріалів фрикційних накладок на стрічці повинна була забезпечити рівномірне спрацювання їхніх робочих поверхонь. Але цього не відбулося, оскільки у фрикційних вузлах різних гілок стрічки виконувалась різна робота тертя.

Запропонований спосіб не підтримали експлуатаційники (бурильники), оскільки в реальних умовах бурової по мірі спрацювання накладок стрічку

перевстановлюють так, що збігаюча її гілка стає набігаючою. А вже після повного зношення накладок, їх замінюють на нові. Стрічки ж зі змінним кроком перевстановленню не підлягають.

Збільшення ресурсу фрикційних накладок стрічково-колодкового гальма можна досягнути шляхом застосування накладок різної товщини [4]. Для цього основи гілок стрічок з'єднують між собою внапусток, тоді товщина накладок на набігаючій гілці стрічки може бути більшою їхньої товщини на збігаючій на величину товщини стрічки.

Системи для підвищення зносостійкості фрикційних пар стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, робочим тілом в якій були відпрацьовані гази двигуна внутрішнього згорання, що нагніталися під надлишковим тиском 0,012 МПа в міжконтактний простір між парами тертя. Промислові випробовування цієї системи показали, що довговічність фрикційних пар підвищилася в середньому в два рази у порівнянні зі звичайними умовами експлуатації.

Випробовуванню пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, які охолоджували 25%-вим розчином аміаку, присвячена робота [30]. З таким видом охолодження зношення фрикційних накладок зменшилось на 40%, а нерівномірність їхнього зношення зменшилася на 1,92 мм при робочій товщині зношення накладки 15 мм.

У роботі [76] показано, що раціональною технологічною охолоджувальною сумішшю є  $\frac{3}{4}$  частини відпрацьованих газів двигуна і решта – 25%-вий водний розчин аміаку. У даному середовищі випробовувались модельні “диск-колодочка” з матеріалів сталь 35ХНЛ-ФК-24А на машині зносу й тертя мод. СМУ-2. Випробовування показали, що зношення пар тертя зменшилося на 50% у порівнянні зі зношенням у повітрі навколишнього середовища.

Але жодний з розглянутих способів охолодження пар тертя гальмівних пристроїв застосування не знайшов внаслідок значного негативного екологічного впливу.

В роботі [37] дослідним шляхом оцінена довговічність фрикційних накладок стрічково-колодкових гальм бурових лебідок в лабораторних і промислових умовах. При цьому було встановлено, що сумарне лінійне зношення накладок при природному охолодженні в середньому в 1,093 рази є більшим, ніж при термоелектричному.

Дослідженнями встановлено, що невдалий вибір геометричних параметрів пар тертя гальма призводить до підвищення динамічних і теплових навантажень, які діють на них, а невдалий вибір зносо-фрикційних характеристик їхніх пар тертя спричиняє виникнення фрикційних автоколивань і пов'язаних з ними шумів. Все разом узятє спричинює зниження ефективності і надійності гальмівного механізму.

#### 1.4. Висновки і задачі досліджень

Для підвищення ефективності і надійності гальмівних пристроїв необхідно обмежувати їхні динамічні і теплові навантаження. Проблема підвищення надійності гальмівних пристроїв може вирішуватись по двох напрямках. При реалізації першого напрямку необхідно зменшувати динамічні навантаження до допустимого рівня, зумовленого втомною міцністю і зносостійкістю їхніх пар тертя. Якщо перший напрямок не реалізується, то необхідно переходити до другого: зменшувати теплові навантаження нижче допустимого рівня, що забезпечить роботу пар тертя гальм в інтервалі температур, нижче допустимих для фрикційних матеріалів, що використовуються, шляхом інтенсивного примусового їхнього охолодження.

На підставі вище викладеного сформульовано задачі досліджень.

Існуючі методики розрахунку динамічної [8, 9, 17, 28, 41, 52, 92, 117] та теплової [6, 53, 59, 70, 78, 80, 107] навантаженості серійних стрічково-

колодкових гальм бурових лебідок, методи та засоби природного [30, 50, 94, 95, 97, 98] та примусового [5, 10, 37, 72, 73, 104] охолодження їхніх фрикційних вузлів, а також наявність елементів теорії динамічного розрахунку [26, 36, 56, 57] стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з обертальними фрикційними накладками визначили задачі даної роботи:

- встановити закономірності теплоутворення при взаємодії внутрішніх та зовнішніх пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки;
- дослідити вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів на їхню теплонавантаженість;
- оцінити тепловий баланс зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів нетрадиційного гальма;
- запропонувати методику оцінки інтенсивності природного охолодження фрикційних вузлів гальма;
- розробити високоефективні конструкції систем для примусового охолодження пар тертя фрикційних вузлів гальма;
- оцінити спрацювання внутрішніх і зовнішніх поверхонь накладок фрикційних вузлів нетрадиційного гальма при примусовому охолодженні.

## РОЗДІЛ 2

### ПРОЦЕСИ НАГРІВАННЯ ТА ОХОЛОДЖЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА З РУХОМИМИ НАКЛАДКАМИ

#### 2.1. Особливості конструкції і робота стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками

Різноманітність існуючих конструкцій стрічково-колодкових гальм (звичайний, диференційний, сумарний і двохсторонньої дії) з їх істотними недоліками: значними зусиллями, які згинають гальмівний вал, що дорівнюють по величині геометричній сумі натягів набігаючої й збігаючої гілок гальмівної стрічки; різким захопленням гальмівного шківа фрикційними накладками, яке супроводжується поштовхами й значними вібраціями; зменшеною ефективністю при зміні напрямку обертання гальмівного шківа; недостатньою гнучкістю гальмівної стрічки, що робить практично неможливим вирівнювання питомих навантажень на взаємодіючих поверхнях гальма, закономірності їх розподілу й, відповідно, і зношення відповідають приблизно зміні функції  $e^{f\alpha}$ ; підвищеним, нерівномірним зношенням фрикційних накладок і в екстремальних режимах експлуатації руйнуванням сталюї гальмівної стрічки; недостатньою ефективністю природного охолодження [29, 37]. При цьому необхідно відмітити, що з аналізу ряду конструкцій гальм від звичайного до двохсторонньої дії випливає, що вони істотно ускладнились. Усе вищенаведене і примусило звернутися до нової конструкції стрічково-колодкового гальма.

При розробці стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками повинна витримуватись умова того, що процес гальмування повинен бути плавним, без зривів (стрибків) при взаємодії пар тертя різних фрикційних вузлів, а також те, що їхній контакт повинен бути пружним для

гальм бурових лебідок, особливо під час утримання колони бурових труб на вазі при спуско-піднімальних операціях і нарощуванні бурової колони в процесі буріння.

Розглянемо нетрадиційну конструкцію гальма, яка має рухомі фрикційні накладки по відношенню до гальмівної стрічки. При цьому вони з'єднані між собою пружними елементами і у вигляді кільця надягаються на бігову доріжку шківів. Замикання гальма здійснюється зусиллями, прикладеними до кінців гальмівної стрічки.

Що стосується зносо-фрикційних властивостей окисних плівок, які виникають на внутрішніх поверхнях фрикційних накладок, то вони в значній мірі залежать від активності їхнього контакту з киснем повітря. Зменшення концентрації останнього в зоні тертя за рахунок посадки з натягом фрикційних накладок на робочу поверхню гальмівного шківів обумовлює формування тонких ненасичених структур, добре зв'язаних з основним матеріалом.

Стрічково-колодкове гальмо з рухомими фрикційними накладками працює наступним чином: в незамкненому стані шків 1 (рис. 2.1) вільно обертається разом із підпружиненими до нього накладками 3. На початку гальмування до певного часу накладки 3 обертаються разом зі шківом 1. Робочою поверхнею є поверхня 5. Із збільшенням сили натягу гальмівної стрічки 7 рух накладок припиняється і робочою стає поверхня 4. При подальшому зтягуванні стрічки 7 гальмо працює аналогічно серійному стрічково-колодковому гальму. Після розгальмовування накладки 3 обертаються разом зі шківом 1.

На рис. 2.2 показані сили, які діють на фрикційну накладку, при наступних умовних позначеннях:  $N_{i1}$  і  $N_{i2}$  – нормальні сили, що діють з боку шківів і гальмівної стрічки;  $F_{i1}$  і  $F_{i2}$  – сили тертя між накладкою і, відповідно, шківом і гальмівною стрічкою;  $S_{\text{п}}$  – сила розтягу пружини.



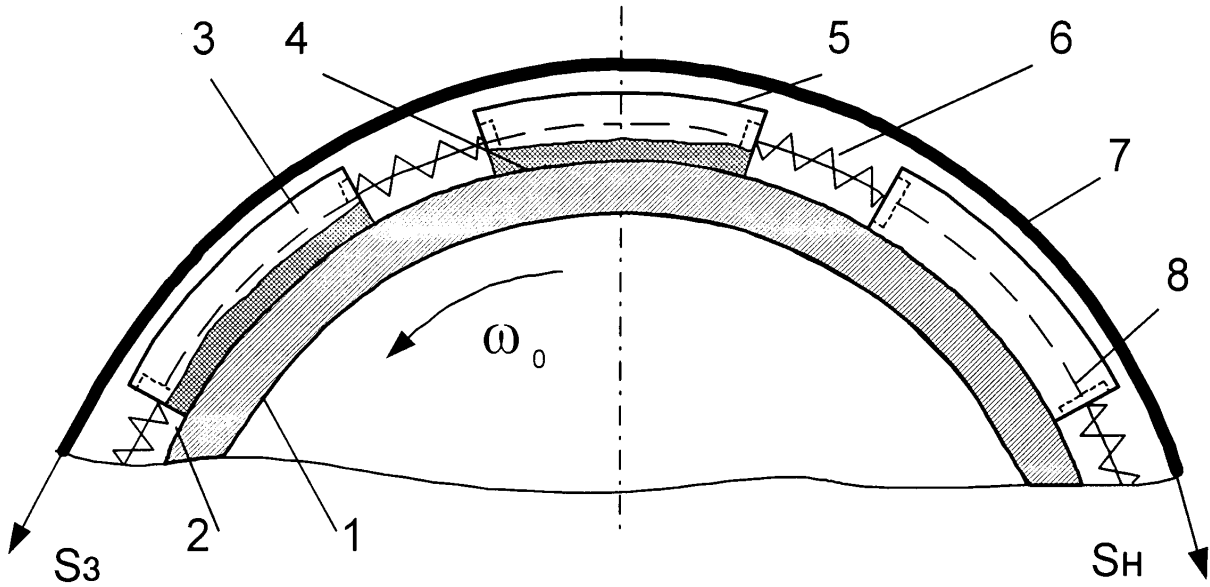


Рис. 2.1 Схема стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками: 1, 2 – гальмівний шків і його робоча поверхня; 3, 4, 5 – фрикційна накладка з внутрішньою та зовнішньою поверхнями; 6 – циліндрична пружина; 7 – гальмівна стрічка з робочою поверхнею; 8 – циліндричні стрижні

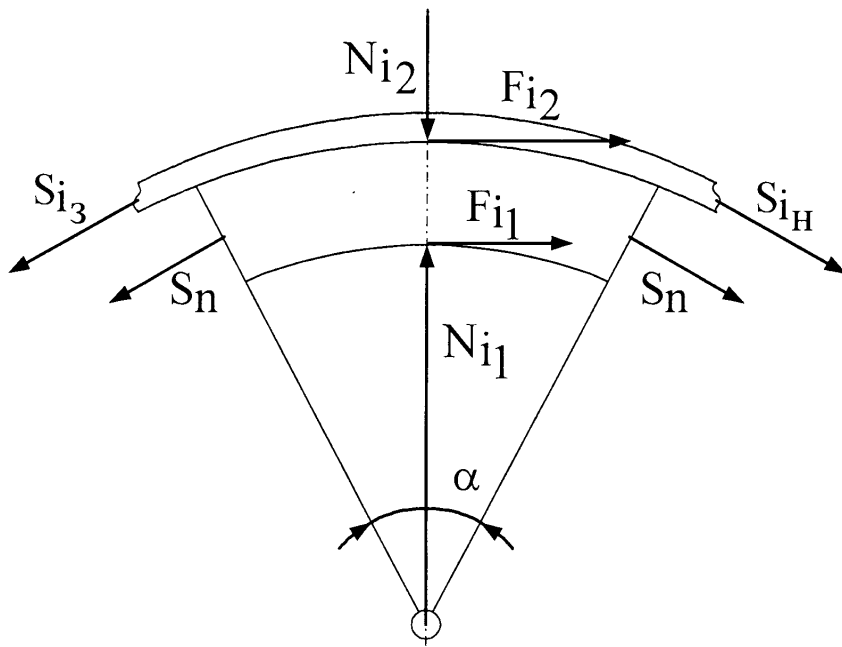


Рис. 2.2 Схема сил, що діють на зовнішню і внутрішню поверхні фрикційної накладки

Дослідження функціональних можливостей стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки починається з вибору його розрахункової схеми, тобто умовної моделі. Відповідно до гальмівного шківів: геометрично він є циліндричною оболонкою, вільною з одного боку і пружно спряжену та закріплену до фланця барабана. Система сил, що діє на шків, традиційно вважається нормально розподіленою. Розглянемо можливі випадки навантаження кільця (поперечний переріз гальмівного шківів), яке знаходиться під дією: рівномірне розподілене по колу відцентрових сил інерції, які виникають при обертанні кільця навколо свого центра симетрії.

Розглянемо гальмівний шків при різних режимах його роботи.

Перший навантажувальний режим – фрикційні накладки з допомогою натягу посаджені на нерухомий гальмівний шків. У даному випадку прийнято рахувати, що сили взаємодії в контактні шківів і накладок нормальні (радіальні) по напрямку (рис. 2.3 а).

Другий навантажувальний режим – вільне обертання гальмівного шківів разом з підпружиненими до нього фрикційними накладками і барабаном. При цьому в контактні шківів і накладок виникають відцентрові сили інерції (рис. 2.3 б). Тому гальмівний шків і розраховується саме на дію таких сил, тобто обґрунтовано приймають силову схему з рівномірно розташованими по колу радіальними навантаженнями (рис. 2.3 б).

Третій (початкова стадія гальмування) навантажувальний режим – гальмівна стрічка притискається до зовнішньої поверхні фрикційних накладок, які обертаються разом з гальмівним шківом (перша стадія гальмування). Вважаємо, що в контактні внутрішньої поверхні гальмівної стрічки і зовнішніх поверхонь фрикційних накладок, які попадають під стрічку, при цьому діють сили тертя, які дорівнюють добутку коефіцієнта тертя на величину нормальних сил.

Встановлено, що взаємодія внутрішньої поверхні гальмівної стрічки із зовнішніми поверхнями фрикційних накладок відбувається в тому випадку,

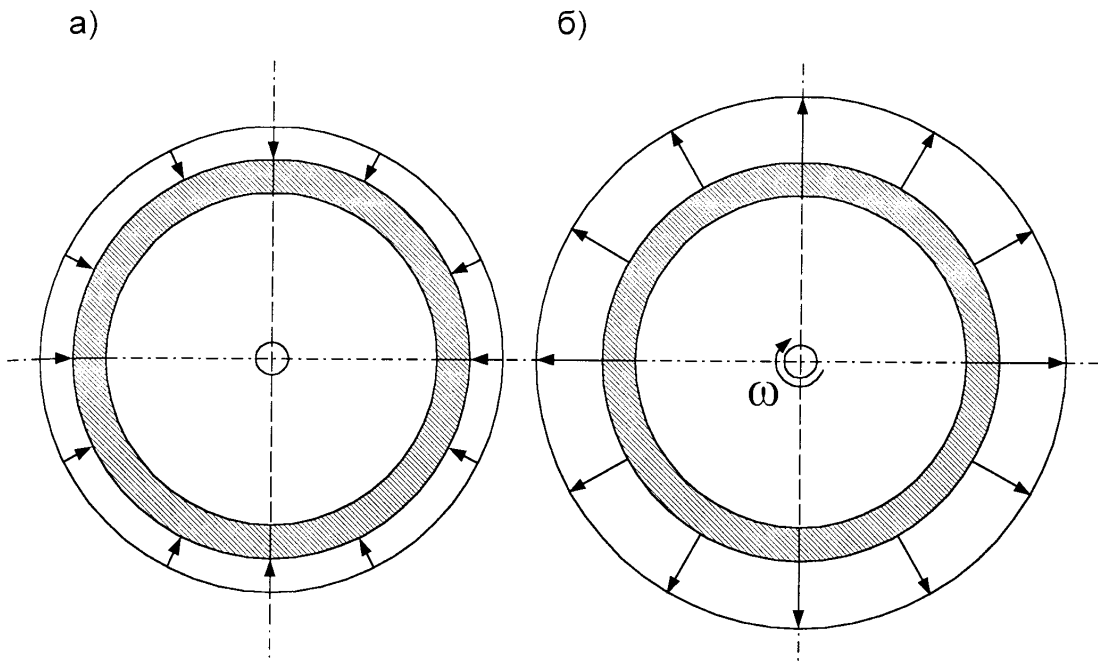


Рис. 2.3 а,б Гальмівний шків з фрикційними накладками при різних режимах роботи: а – в нерухомому стані; б – при вільному обертанні

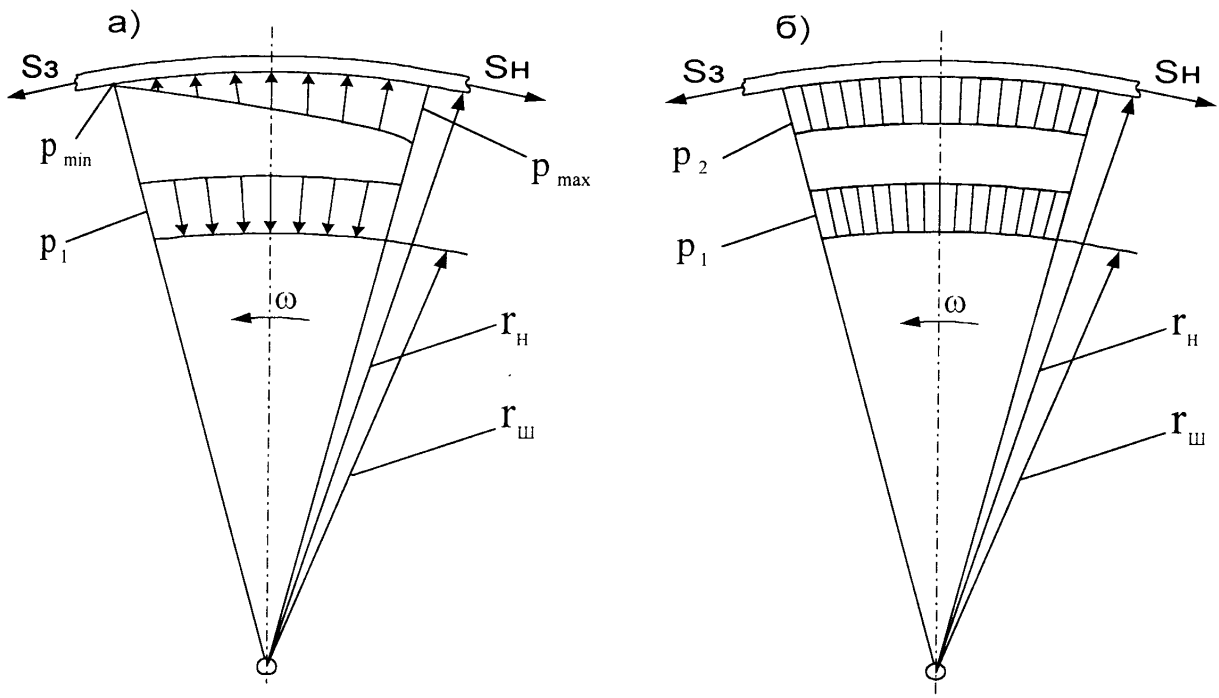


Рис. 2.4 а,б Епюри питомих навантажень при взаємодії зовнішніх і внутрішніх пар тертя в гальмі при умові:

$$а - p_1 > \frac{p_{\min} + p_{\max}}{2}; \quad б - p_1 = p_2.$$

якщо клас чистоти поверхні стрічки на два класи вище за клас чистоти гальмівного шківа. Крім того, обов'язковою умовою є те, що коефіцієнт тертя у зовнішніх пар тертя більше, ніж у внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів на величину 0,05. Що стосується питомих навантажень, то вони на внутрішніх парах тертя повинні бути більше за питомі навантаження на зовнішніх парах тертя на величину посадки фрикційних накладок з попереднім натягом, тобто на 0,1 МПа.

Четвертий (проміжна стадія гальмування) навантажувальний режим – питомі навантаження в парах тертя “гальмівна стрічка – зовнішні поверхні фрикційних накладок” і “внутрішні поверхні фрикційних накладок – робоча поверхня гальмівного шківа” рівні, тобто рівні і сили тертя у вказаних парах.

П'ятий (третя стадія гальмування) навантажувальний режим – відбувається зрив контакту пар тертя “внутрішні поверхні фрикційних накладок – робоча поверхня гальмівного шківа”, а зовнішні поверхні фрикційних накладок ніби прилипають до робочої поверхні стрічки. В цьому випадку відбувається взаємодія внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів, що і призводить до повної зупинки гальмівних шківів з барабаном.

При обертанні гальмівного шківа з накладками при взаємодії їхніх зовнішніх поверхонь з гальмівною стрічкою і внутрішніх поверхонь з робочою поверхнею гальмівного шківа на елементарних площадках контакту виникають сили тертя ковзання, що дорівнюють, згідно закону Кулона, добутку коефіцієнта тертя на величини нормальних складових. Ці сили відносно осі обертання барабана створюють гальмівний момент кожною фрикційною накладкою:

$$M = f \cdot B \cdot R^2 \cdot p \cdot \int \sin \alpha d\alpha ; \quad (2.1)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя;  $B$  – ширина фрикційної накладки;  $R$  – радіус тертя;  
 $R_{T1} = R_{III}$  і  $R_{T2} = R_{III} + \Delta h$ ;  $R_{III}$  – радіус шківа;  $\Delta h$  – товщина фрикційної  
 накладки;  $p$  – величина питомого навантаження;  $\alpha$  – кут обхвату частиною

гальмівної стрічки накладки і останньою внутрішньої робочої поверхні гальмівного шківа.

Наведена вище залежність описує відомий синусоїдальний закон розподілу навантаження по довжині накладок. При косинусоїдальному законі розподілу навантажень по довжині накладок подінтегрального виразу не буде. Отже, вищенаведене підтверджує, що кожна фрикційна накладка з частиною стрічки над нею є окремим гальмівним пристроєм. Крім того, кожний гальмівний пристрій вносить певну частку гальмівного моменту в сумарний гальмівний момент, що розвивається стрічково-колодковим гальмом з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки.

В той же час, при вивченні роботи стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, в якому є два металевих фрикційних елемента, тобто гальмівна стрічка і гальмівний шків, не враховувати шорсткість їхніх поверхонь тертя не можна.

Підвищення ефективності стрічково-колодкового гальма бурової лебідки та ресурсу його фрикційних накладок досягається періодичною зміною взаємодії їх зовнішньої й внутрішньої поверхонь, відповідно, з поверхнями гальмівної стрічки й шківа. При цій умові гальмування реалізується при  $f_2 > f_1$ , де  $f_2$  і  $f_1$  – відповідно, коефіцієнти тертя ковзання між зовнішніми поверхнями фрикційних накладок і внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки та між внутрішніми поверхнями фрикційних накладок і робочою поверхнею гальмівного шківа.

З умови рівноваги накладки:

$$N_{i1} = N_{i2} + 2S_n / \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (2.2)$$

При цьому сила тертя дорівнює:

$$F_{i1} = S_{i+1} - S_i = S_i (e^{f_2 \alpha} - 1); \quad (2.3)$$

$$F_{i1} = N_{i1} f_1 = (N_{i2} + 2S_n / \sin \frac{\alpha}{2}) f_1 = \left[ \frac{S_{i2} (e^{f_2 \alpha} - 1)}{f_2} + 2S_n / \sin \frac{\alpha}{2} \right] f_1. \quad (2.4)$$

Для гальмівної системи з  $n$  накладками, які охоплюють шків, враховуючи, що

$$S_n = S_3 e^{f_1 \alpha n}; \quad (2.5)$$

$$F_1 = \left[ \frac{S_3 (e^{f_2 \alpha} - 1)}{f_2} + 2S_n n / \sin \frac{\alpha}{2} \right] f_1. \quad (2.6)$$

В наведених залежностях використані наступні позначення:

$S_n, S_3$  – сили натягу набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки;  $e$  – основа натурального логарифму;  $\alpha$  – кут обхвату внутрішньою поверхнею накладки робочої поверхні шківа;  $n$  – кількість накладок, які охоплює гальмівна стрічка.

Міцність з'єднання фрикційних накладок (з'єднаних між собою пружними елементами і таким чином притиснутих до робочої поверхні шківа) із робочою поверхнею гальмівного шківа забезпечується за рахунок натягу і визначається потрібними питомими навантаженнями на взаємодіючих робочих поверхнях, тобто внутрішній поверхні фрикційних накладок і поверхні гальмівного шківа. Вказані питомі навантаження мають бути такими, щоб сили тертя на посадочних поверхнях з'єднання були більше зовнішніх сил зсуву, тобто сил тертя, які виникають при взаємодії робочої поверхні гальмівної стрічки із зовнішніми робочими поверхнями фрикційних накладок.

На рис. 2.4 наведена схема взаємодії внутрішньої поверхні фрикційної накладки з біговою доріжкою шківа, яка забезпечує в першій стадії гальмування їх з'єднання з натягом.

Питомі навантаження в зоні взаємодії визначаються по наступній залежності:

$$P_1 = \frac{kF_1}{f(a \times b)n}; \quad (2.7)$$

де  $\kappa$  – коефіцієнт запасу зчеплення внутрішніх поверхонь фрикційних накладок із поверхнею гальмівного шківа ( $\kappa > 1$ );  $a$ ,  $b$  – відповідно ширина й довжина фрикційної накладки.

Коефіцієнт запасу зчеплення взаємодіючих поверхонь накладок залежить від геометричних параметрів гальмівного шківа і фрикційних накладок. Значну роль також відіграють зносо-фрикційні властивості фрикційного матеріалу.

Перейдемо до розгляду динамічної навантаженості фрикційних вузлів нетрадиційного гальма.

## 2.2. Специфіка динамічної навантаженості фрикційних вузлів нетрадиційного гальма

Динамічні процеси у фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок висвітлені в роботах [36, 56, 57]. Але, в останніх не розкрито питання специфіки розподілу питомих навантажень на парах тертя з врахуванням їхньої теплової навантаженості.

В даній конструкції стрічково-колодкового гальма процес гальмування складається з трьох стадій (третій-п'ятий навантажувальні режими).

1. Початкова стадія (третій навантажувальний режим), коли за рахунок розтягу пружин фрикційні накладки з'єднані нерухомо зі шківом і обертаються разом із ним. На початковій стадії при замиканні стрічкою гальма відбувається взаємодія між зовнішніми поверхнями накладок і внутрішньою поверхнею стрічки. Це можливо коли  $F_2 > F_1$ , але  $p_1 > (p_{\min} + p_{\max})/2$  (питомі навантаження між вказаними поверхнями). Дана умова ілюструється у вигляді епюр питомих навантажень при взаємодії зовнішніх і внутрішніх пар тертя (див. рис. 2.5 а).

2. Перехідна стадія (четвертий навантажувальний режим). При гальмуванні сила  $F_1$  збільшується швидше за силу  $F_2$  і в якийсь момент часу  $F_2 = F_1$  і  $p_2 = p_1$  (див. рис. 2.5 б). Під час цієї стадії відбувається перехід від зовнішньої робочої поверхні накладки до внутрішньої.

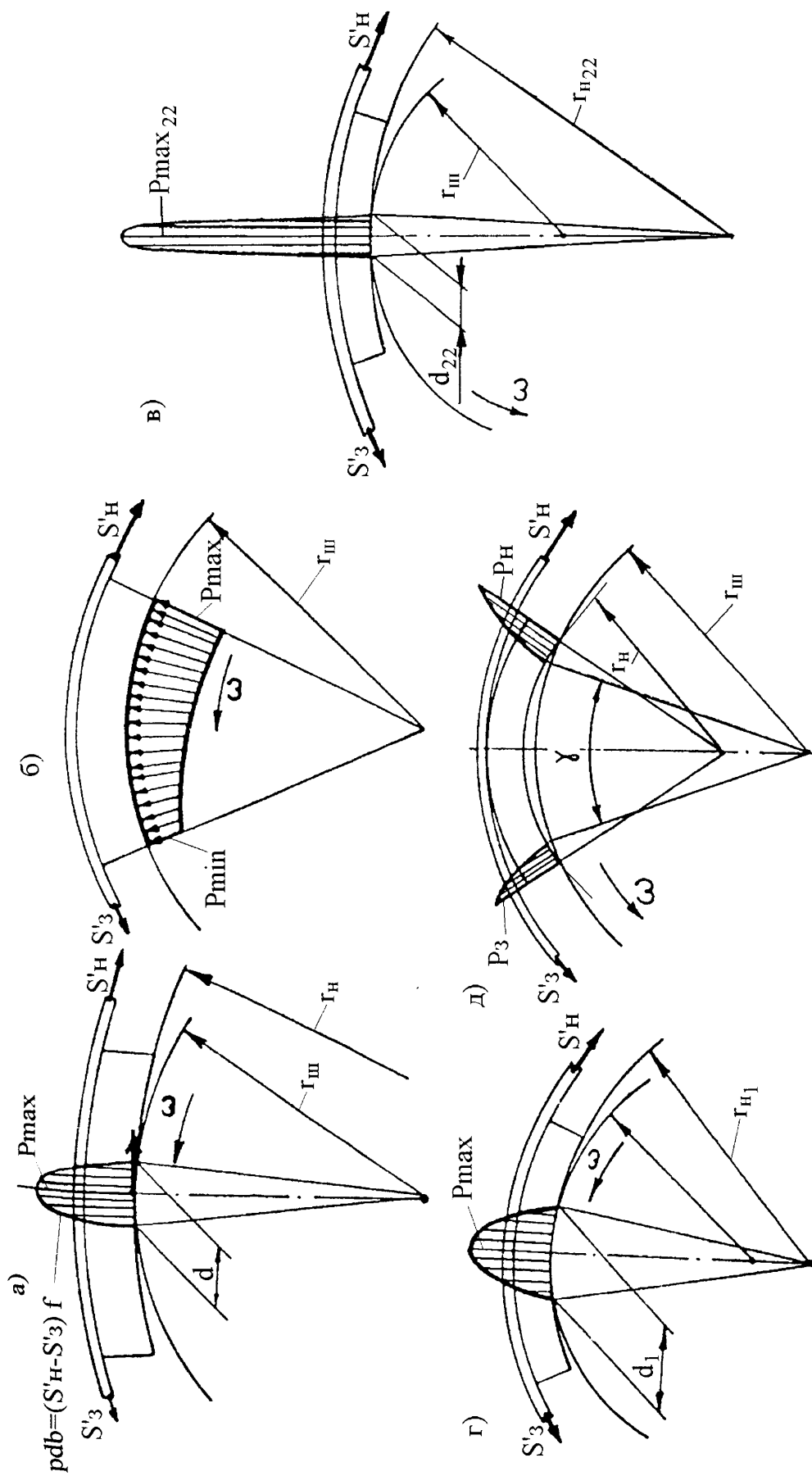


Рис. 2.5 а, б, в, г, д. Елюри питомих навантажень при взаємодії пар тертя “внутрішня поверхня фрикційних

накладок – робоча поверхня шківів гальма”:

$$а) \Gamma_{ш} < \Gamma_{н}; б) \Gamma_{ш} = \Gamma_{н}; в) \Gamma_{22} > \Gamma_1 > \Gamma_{ш}; г) \Gamma_{ш} < \Gamma_1; д) \Gamma_{ш} > \Gamma_{н}.$$



3. Кінцева стадія (п'ятий навантажувальний режим), коли  $F_1 \gg F_2$  і  $p_2 \gg p_1$ . В цьому випадку зовнішні поверхні фрикційних накладок стають майже нерухомі відносно робочої поверхні стрічки, тобто ніби прилипають до неї, а їх внутрішні поверхні взаємодіють з біговою доріжкою шківів.

Вид епюр питомих навантажень у парах тертя “шків-накладка” залежить від геометричних співвідношень контактуючих поверхонь тертя, які виникають внаслідок їхнього теплового розширення: радіусу шківів ( $r_{ш}$ ) і фрикційної накладки ( $r_{н}$ ), які можуть бути наступними:  $r_{ш} < r_{н}$  (рис. 2.5 а) – еліптична, контакт здійснюється в середній частині накладки;  $r_{22} > r_1 > r_{ш}$  (рис. 2.5 в, г),  $r_{22}$  і  $r_1$  – радіуси робочих поверхонь 22-ї і 1-ї накладок, останньої і першої на гальмівній стрічці; подовжений напівеліпс (рис. 2.5 в) і вузька дільниця в середній частині накладки (рис. 2.5 г), не менше, ніж на попередньому рисунку;  $r_{ш} > r_{н}$  (рис. 2.5 д) – ножеподібні з вістрями, повернутими до середини накладки при контакті накладок краями; для випадку  $r_{ш} = r_{н}$  (рис. 2.5 б) закономірності зміни питомих навантажень у вищевказаній парі подібні закономірності зміни натягу стрічки по її довжині. Найбільші питомі навантаження в парі тертя “шків-накладка” мають місце при геометричному співвідношенні їхніх робочих контактуючих поверхонь  $r_{22} > r_1 > r_{ш}$  (див. рис. 2.5 в). При геометричних співвідношеннях указаних поверхонь  $r_{ш} < r_{н}$  (див. рис. 2.5 а),  $r_{22} > r_1 > r_{ш}$  (див. рис. 2.5 в) і  $r_{ш} > r_{н}$  (див. рис. 2.5 д) пари тертя “шків-накладка” мають схильність до фрикційних автоколивань. Найбільші локальні поверхневі температури в парах тертя “шків-накладка” мають місце при геометричних відношеннях поверхонь тертя  $r_{ш} < r_{н}$  (див. рис. 2.5 а),  $r_{22} > r_1 > r_{ш}$  (див. рис. 2.5 в) і  $r_{ш} > r_{н}$  (див. рис. 2.5 д). Зупинимося на останньому співвідношенні, яке має місце на накладках збігаючої гілки стрічки. При цьому поверхні тертя контактують по двом лініям, розміщеним уздовж країв накладок. Питомі навантаження концентруються у зонах контакту, максимум яких є характерним для набігаючої поверхні накладок. Згладжування піків можливо при зменшенні кута  $\gamma$ , який обумовлений різницею діаметрів контактуючих поверхонь. При

такому контакті накладки мають максимальні змінні напруження, що може стати основною причиною їх руйнування. В наслідок тертя бігова доріжка шківа “підминає” набігаючу ділянку поверхні накладки, збільшуючи її кривизну, тобто зменшуючи радіус робочої поверхні. При цьому збігаюча ділянка поверхні накладки, навпаки, стає більш пологою, радіус її робочої поверхні збільшується. Унаслідок звуження площі контакту набігаючої ділянки поверхні накладки під питомого навантаження стає гостріше. На збігаючій ділянці поверхні накладки зона контакту вздовж поверхні тертя збільшується, і крива епюр питомих навантажень стає пологою.

Таким чином, застосування стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками у порівнянні із серійними гальмами різних конструкцій дозволяє:

- використовувати два фрикційних вузли з металевими елементами різної жорсткості (“внутрішня поверхня гальмівної стрічки – зовнішні поверхні фрикційних накладок і внутрішні поверхні фрикційних накладок – гальмівний шків”), що сприяє динамічному розвантаженню гальма;
- змінювати режими гальмування, що дозволить вирівняти до деякої міри питомі навантаження за рахунок їхньої короткочасної дії на зовнішніх і внутрішніх парах тертя гальма;
- у процесі експлуатації змінювати положення рухомих фрикційних накладок відносно гальмівної стрічки, що сприяє рівномірному спрацюванню їхніх робочих поверхонь;
- інтенсифікувати природне охолодження робочих поверхонь шківа і фрикційних накладок за рахунок їхнього обертання разом із шківом;
- наявність двох фрикційних вузлів у гальмі полегшує реалізацію примусового охолодження нетрадиційними методами, що дозволить суттєво інтенсифікувати відвід теплоти від зовнішніх і внутрішніх пар тертя.

### 2.3. Теплоутворення у фрикційних вузлах нетрадиційного гальма

Неординарність роботи стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками обумовлює певні корективи в процесах нагрівання і природного охолодження зовнішніх і внутрішніх пар тертя його фрикційних вузлів.

Теплоутворення (рис. 2.6 а, б) відбувається на протязі періоду часу  $\tau_r$  (періоду ковзання зовнішніх пар тертя “робоча поверхня гальмівної стрічки – зовнішня поверхня фрикційних накладок” і внутрішніх пар тертя “внутрішні поверхні фрикційних накладок – робоча поверхня гальмівного шківа”) при пригальмовуваннях або зупинці гальма. Внаслідок обмеженості поверхонь тертя в будівельному об’ємі гальма і різного часу тривалості взаємодії зовнішніх і внутрішніх поверхонь тертя його фрикційних вузлів і, як наслідок, різної кількості теплоти, яка генерується на їх поверхнях у кінці початкової (I) і кінцевої (III) стадій.

У кінці I-ої стадії гальмування (третьій навантажувальний режим гальма) температура робочої поверхні гальмівної стрічки і зовнішніх поверхонь фрикційних накладок підвищується від  $t_1$  до  $t_2$  (точка а). При перевищенні питомих навантажень на зовнішніх парах тертя над питомими навантаженнями на внутрішніх парах тертя закінчується I стадія гальмування. Внаслідок швидкодії перехідну II стадію гальмування не розглядаємо. Тільки зауважимо, що в ній зовнішні поверхні накладок ніби прилипають до робочої поверхні гальмівної стрічки, що веде до взаємодії внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма (III стадія гальмування). У кінці заключної стадії гальмування температура внутрішніх поверхонь фрикційних накладок і робочої поверхні гальмівного шківа підвищується від  $t_1$  до  $t_3$  (точка б).

Відмінність у роботі зовнішніх і внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів полягає в наступному. Перша стадія гальмування відбувається при більш високій кутовій швидкості шківа, ніж третя, з підпружиненими до нього

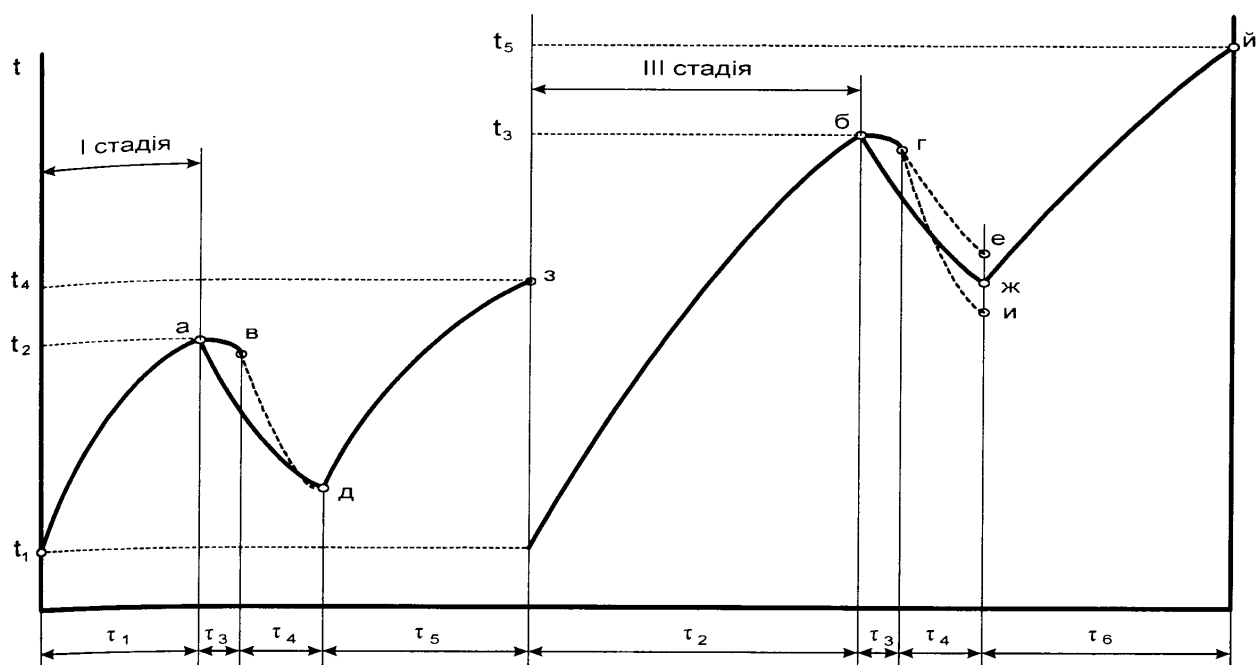


Рис. 2.6 Діаграма нагрівання та природного охолодження зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма з рухомими фрикційними накладками при циклічних навантаженнях

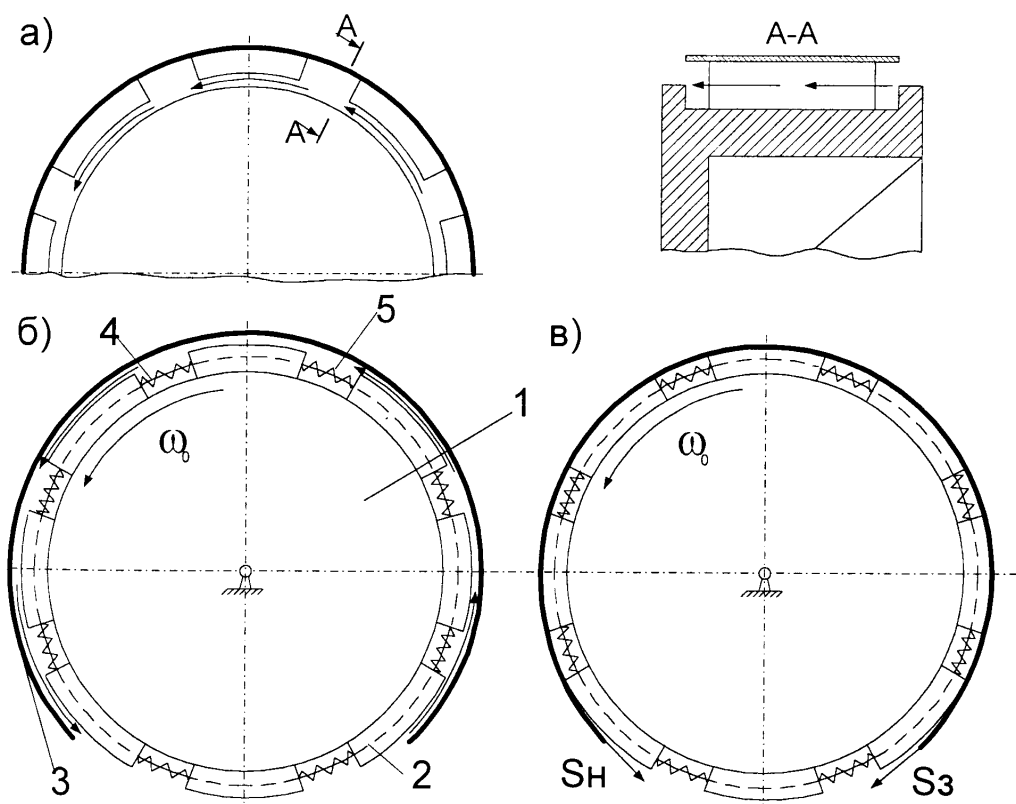


Рис. 2.7 а, б, в Особливості конструкції різних типів стрічково-колодкових гальм та схеми омивання їхніх фрикційних вузлів: а – серійного; б, в – нетрадиційного; 1 – гальмівний шків; 2 – фрикційні накладки; 3 – гальмівна стрічка; 4, 5 – циліндричні: пружини, стрижні.

фрикційними накладками і взаємодії зтягуючої гальмівної стрічки з їх зовнішніми поверхнями за один і більше оборотів шківа. Кутова швидкість останнього в значній мірі залежить від реалізації величини різниці натягів набігаючої і збігаючої гілок ( $S_n - S_3$ ) гальмівної стрічки в гальмі у часі.

У третій стадії гальмування (п'ятий навантажувальний режим гальма) кутова швидкість шківа буде набагато менше, ніж у першій, внаслідок того, що опір його обертанню чинять не тільки фрикційні накладки, які знаходяться під замкненою гальмівною стрічкою, але і вільні накладки, які не попали під стрічку. Крім того, вибір коефіцієнтів тертя зовнішніх пар тертя більшими за коефіцієнт тертя внутрішніх фрикційних вузлів забезпечує можливість деякого самопротягування зовнішніх поверхонь фрикційних накладок відносно робочої поверхні гальмівної стрічки, що усилить ефект її зтягування. Усе це веде до зупинки гальма бурової лебідки, а його зовнішні й внутрішні фрикційні вузли при цьому залишаються зчепленими. По часу це період природного охолодження  $\tau_3$ , в якому процеси здійснюються по закону, спільному для гальмівної стрічки і накладки (крива а – в), а також гальмівного шківа і накладки (крива б – г).

При вимиканні гальма (точка в) гальмівна стрічка розмикається, тобто відходить, і зовнішні фрикційні вузли розщепляються, гальмівний шків разом із фрикційними накладками починає обертатися. При цьому гальмівна стрічка (крива в – д) охолоджується природним шляхом за рахунок омивання повітрям її поверхонь за період часу  $\tau_4$ . В свою чергу, гальмівний шків (крива г – и) з фрикційними накладками (крива г – е) за період часу  $\tau_4$  охолоджуються природно за рахунок омивання їх повітряними потоками. В зв'язку з тим, що матеріал гальмівного шківа має величину коефіцієнта теплопровідності на два порядки вище, ніж матеріал фрикційних накладок, процеси їх вимушеного охолодження відбуваються по різних законах. В подальшому стадії гальмування фрикційних вузлів повторюються, гальмівна стрічка замикається і знов продовжується нагрівання їх поверхонь тертя до температур  $t_4$  (точка з) і  $t_5$

(точка й). При цьому слід вважати, що спряжені робочі поверхні гальмівного шківів і внутрішні поверхні фрикційних накладок як при замкненому, так і при розімкненому стані гальми в кожний момент часу мають однакову температуру. Рівність температур має місце і при взаємодії робочої поверхні гальмівної стрічки із зовнішніми поверхнями фрикційних накладок на I-ій стадії гальмування. Це пояснюється тим, що в контактах спостерігається швидкий теплообмін. Останній не супроводжується акумулюванням теплоти. При регламентованому коефіцієнті перекриття зовнішніх і внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма різна теплопровідність гальмівної стрічки, гальмівного шківів і фрикційних накладок не викликає виникнення градієнта температур на їх робочих поверхнях, але викликає різницю у теплових потоках: більша частина теплоти йде на нагрівання гальмівної стрічки і гальмівного шківів, менша на нагрівання зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок.

При аперіодично-короткочасному режимі навантаження гальма час природного охолодження його фрикційних вузлів між гальмуваннями незначний і вони не встигають охолотитись до початкової температури. Тому наступні гальмування фрикційних вузлів гальма починаються при більш високій температурі, ніж попередні.

#### 2.4. Тепловий баланс фрикційних вузлів нетрадиційного гальма

Перш ніж розглядати тепловий баланс зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками зупинимося на особливостях природного охолодження його фрикційних вузлів. Для цього необхідно зупинитися на процесах омивання повітряними потоками фрикційних вузлів серійного і нетрадиційного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки (для порівняння). На рис. 2.7 а, б, в наведені схеми омивання повітряними потоками фрикційних

вузлів серійного і нетрадиційного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Основними параметрами повітря, яке омиває фрикційні вузли вказаних гальм, є швидкість і тиск. Для визначення швидкості задаються наступними граничними умовами: на робочій поверхні гальмівного шківа – умова прилипання, тобто швидкість повітряного потоку відносно поверхонь тертя дорівнює нулю; на вході й виході із зазору між парами тертя приймають, що на всіх рідких границях швидкість омиваючого повітря є постійною.

При прискореному або уповільненому русі гальмівного шківа серійного стрічково-колодкового гальма (рис. 2.7 а), тобто при його розімкненому і замкненому стані, точкою відриву потоку повітря є неприкрита частина шківа з боку набігаючої гілки гальмівної стрічки. При розімкненому гальмі потік, поділившись на два, знов прилипає до робочої поверхні шківа, а друга частина потоку рухається між внутрішньою поверхнею шківа і неробочими поверхнями фрикційних накладок.

Дещо по іншому поводять себе потоки повітря при омиванні робочих елементів фрикційних вузлів нетрадиційного стрічково-колодкового гальма, тобто з рухомими фрикційними накладками (рис. 2.7 б, в). При розімкненому гальмі фрикційні накладки мають рівномірний крок (з'єднані між собою пружними елементами і посаджені з натягом на робочу поверхню шківа) на робочій поверхні шківа й обертаються разом із ним, виконуючи при цьому роль дефлекторів для підхоплення повітря і його нагнітання в об'єм, утворений робочою поверхнею гальмівної стрічки, зовнішніми робочими поверхнями фрикційних накладок і їх боковими сторонами, і робочою шириною фрикційних накладок. В цей час гальмівна стрічка виконує роль забірника повітря, який займає постійне положення відносно шківа, що обертається із фрикційними накладками. При розімкненому гальмі з рухомими фрикційними накладками має місце повздовжня (наведено стрілками) і

поперечна (див. переріз по А-А рис. 2.7 а, наведено стрілками) циркуляції повітря.

При замкненому стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками в зазорі між ними і під гальмівною стрічкою спостерігається тільки поперечна циркуляція потоків повітря, а роль дефлекторів почергово виконують ті накладки, які не перекриті гальмівною стрічкою.

Турбулізаторами повітряних потоків у стрічково-колодковому гальмі є: змінний зазор між парами тертя при розімкненому гальмі, а також при замкненому гальмі – між боковими поверхнями накладок при їхньому зміщенні в бік набігаючої гилки стрічки при натягу її кінців.

При аперіодично-короткочасному режимі навантаження стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками поверхневі температури на внутрішніх парах тертя завжди будуть вище, ніж на зовнішніх. Але їх величина не повинна перевищувати допустимих ( $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) для накладок із фрикційного матеріалу, що використовується.

Таким чином, встановлені закономірності природного охолодження зовнішніх і внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, що дозволяє перейти до розгляду його теплового балансу. Тепловий баланс фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками розглянуто при наступних припущеннях:

- кількість теплоти, яка генерується у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах, дорівнює кількості теплоти, яка виділяється в навколишнє середовище від їхніх металевих елементів за одиницю часу;
- гальмівна стрічка і гальмівний шків беруть участь в процесах конвективного, кондуктивного і радіаційного теплообміну при замкненому, розімкненому і нерухомому станах гальма в зв'язку з тим, що їхні елементи не теплоізовані;



- кондуктивний теплообмін між зовнішніми і внутрішніми фрикційними вузлами не відбувається в зв'язку з тим, що фрикційні накладки виготовлені з теплоізоляційного матеріалу;
- в замкненому стані гальма відбувається радіаційний теплообмін від робочої поверхні гальмівного шківа до внутрішньої поверхні гальмівної стрічки, але внаслідок швидкодії він є незначним.

Рівняння теплового балансу для стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками при рівності часу акумулювання енергії гальмування та часу її розсіювання виражається наступним чином:

$$\Delta Q_{\text{ш}} + \Delta Q_{\text{с}} + \Delta Q_{\text{н}} = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3 + \Delta Q_4 + \Delta Q_5 + \Delta Q_6 + \Delta Q_7 \quad (2.8)$$

де  $\Delta Q_{\text{ш}}$ ,  $\Delta Q_{\text{с}}$ ,  $\Delta Q_{\text{н}}$  – зміна кількості теплоти, яка поглинається відповідно гальмівним шківом, стрічкою та фрикційними накладками;  $\Delta Q_1$ ,  $\Delta Q_2$  – зміна кількості теплоти, яка відводиться при розімкненому гальмі відповідно від неперекритої фрикційними накладками робочої поверхні шківа, бокових та зовнішніх поверхонь накладок; від поверхонь гальмівної стрічки;  $\Delta Q_3$ ,  $\Delta Q_4$  – зміна кількості теплоти, яка відводиться після завершення першої стадії гальмування від зовнішньої поверхні гальмівної стрічки; від внутрішньої поверхні обода гальмівного шківа;  $\Delta Q_5$ ,  $\Delta Q_6$ ,  $\Delta Q_7$  – зміна кількості теплоти, яка відводиться після завершення третьої стадії гальмування від внутрішньої поверхні гальмівного шківа; від робочої поверхні обода гальмівного шківа; від зовнішньої поверхні гальмівної стрічки.

На інтенсивність теплоутворення у фрикційних вузлах гальма, а також на їхній тепловий баланс суттєво впливає тепловіддача від металевих фрикційних елементів у навколишнє середовище. В загальному випадку коефіцієнт тепловіддачі ( $\alpha$ ) залежить від форми та розмірів поверхонь, які беруть участь у теплообміні, термодинамічних параметрів повітря, яке циркулює в об'ємах, утворених елементами гальма та інших чинників.

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від неперекритої фрикційними накладками робочої поверхні шківів, бокових та зовнішніх поверхонь накладок при розімкненому гальмі:

$$\alpha_1 = \frac{G_v c \int_{\tau_4}^{\tau_3} (T_3' - T_4') d\tau}{[(A_{p.ш} - A_{в.н}) + A_{з.н} + A_{б.н}] \int_{\tau_1}^{\tau_2} [\Delta T(\tau')] d\tau} \quad (2.9)$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від поверхонь гальмівної стрічки при розімкненому гальмі:

$$\alpha_2 = \frac{\Delta Q_2}{(A_{з.с} + A_{в.с}) \int_{\tau_1}^{\tau_2} [\Delta T(\tau')] d\tau} \quad (2.10)$$

Після завершення першої стадії гальмування коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від зовнішньої поверхні гальмівної стрічки:

$$\alpha_3 = \frac{\Delta Q_3}{A_{з.л} \int_{\tau_1}^{\tau_2} [\Delta T(\tau_1')] d\tau} \quad (2.11)$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від внутрішньої поверхні обода гальмівного шківів:

$$\alpha_4 = \frac{\Delta Q_4}{A_{в.ш} \int_{\tau_2}^{\tau_3} [\Delta T(\tau_1')] d\tau_1} \quad (2.12)$$

Після завершення третьої стадії гальмування коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від внутрішньої поверхні гальмівного шківів:

$$\alpha_5 = \frac{\Delta Q_5}{A_{в.ш} \int_{\tau_3}^{\tau_4} [\Delta T(\tau_2')] d\tau_2} \quad (2.13)$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від робочої поверхні обода гальмівного шківів:

$$\alpha_6 = \frac{\Delta Q_6}{(A_{p.ш} - A_{в.н}) \int_{\tau_3}^{\tau_4} [\Delta T(\tau_2')] d\tau_2} \quad (2.14)$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від зовнішньої поверхні гальмівної стрічки:

$$\alpha_7 = \frac{\Delta Q_7}{A_{з.с} \int_{\tau_3}^{\tau_4} [\Delta T(\tau_2')] d\tau_2} \quad (2.15)$$

В наведених залежностях:  $G_V$  – кількість повітря, яке омиває поверхні фрикційних вузлів гальма;  $c$  – середня теплоємність циркулюючого повітря;  $T_3'$ ,  $T_4'$  – температури повітря після завершення гальмування і перед його початком;  $A_{p.ш}$ ,  $A_{в.ш}$ ,  $A_{в.н}$ ,  $A_{з.н}$ ,  $A_{б.н}$ ,  $A_{з.с}$ ,  $A_{в.с}$  – площі поверхонь робочих деталей фрикційних вузлів, що омиваються потоками повітря: гальмівного шківів (робочої і внутрішньої); фрикційних накладок (внутрішньої, зовнішньої і бокової) і гальмівної стрічки (зовнішньої і внутрішньої);  $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ,  $\tau_3$ ,  $\tau_4$  – час охолодження елементів гальма;  $\Delta T$  – зміна температури за час природного охолодження елементів гальма.

Визначення коефіцієнтів тепловіддачі від робочої поверхні шківів, неперекритої фрикційними накладками і їх боковими поверхнями при поперечному омиванні повітрям і зовнішніми поверхнями накладок і внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки при повздовжньому омиванні повітрям, проводиться аналітичним методом. Поперечне омивання повітрям елементів гальма спостерігається при його замкненому стані.

Проте, на загальний тепловий баланс зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів нетрадиційного гальма суттєвий вплив має не тільки теплообмін його поверхонь, але й термічний опір контакту пар тертя гальма.

## 2.5. Термічний опір контакту пар тертя фрикційних вузлів гальма при нагріванні

Відомо, що основною задачею раціонального розподілу теплових потоків між фрикційними вузлами стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками є збільшення кількості теплоти, що відводиться їх фрикційними елементами. В даному гальмі вирішується задача розвантаження внутрішніх пар тертя за рахунок взаємодії зовнішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма. Коефіцієнти розподілу теплових потоків [39] у нетрадиційному гальмі виражаються наступним чином:

$$\sigma_1 = \frac{1}{1 + Q_{\text{фз}}/Q_{\text{с}}}; \quad \sigma_2 = \frac{1}{1 + Q_{\text{фв}}/Q_{\text{ш}}}. \quad (2.16)$$

де  $Q_{\text{фз}}$ ,  $Q_{\text{фв}}$ ,  $Q_{\text{с}}$ ,  $Q_{\text{ш}}$  – кількість теплоти, яка сприймається відповідно зовнішніми й внутрішніми поверхнями фрикційних накладок, гальмівною стрічкою та шківом у процесі гальмування.

Згідно [57] для нового гальма співвідношення работ сил тертя  $A_1$  і  $A_2$  під час початкової та кінцевої стадій гальмування при тривалості першої та третьої стадій 2,0 та 9,0 с, складає, відповідно, 20-25 та 75-80%. Таким чином, коефіцієнт розподілу теплових потоків для зовнішніх фрикційних вузлів дорівнює  $\sigma_1 = 0,2-0,25$ .

Тепловий потік, який проходить крізь довільну ділянку зовнішніх і внутрішніх пар тертя гальма, визначається з виразу:

$$Q_{\lambda} = \frac{\Delta T}{R_k}. \quad (2.17)$$

де  $\Delta T$  – перепад поверхневих температур на досліджуваній ділянці взаємодії, К;  $R_k$  – термічний опір контакту, К/Вт. Останній параметр визначається по формулі, запропонованій І. В. Крагельським.

Для зовнішніх пар тертя:

$$R_{K1} = \frac{1}{\frac{1}{R_{C1}} + \frac{1}{R_{M1}}} = \frac{1}{\lambda_{C1}(h_1 + h_2)(1 - m_1)(1 - \varepsilon_1) + \frac{4P_1 \bar{\lambda} d_1}{3\pi\sigma_B}}; \quad (2.18)$$

для внутрішніх пар тертя:

$$R_{K2} = \frac{1}{\frac{1}{R_{C2}} + \frac{1}{R_{M2}}} = \frac{1}{\lambda_{C2}(h_3 + h_4)(1 - m_2)(1 - \varepsilon_2) + \frac{4P_2 \bar{\lambda} d_2}{3\pi\sigma_B}}; \quad (2.19)$$

де  $R_{C1}$ ,  $R_{C2}$  – термічний опір міжконтактного середовища;  $R_{M1}$ ,  $R_{M2}$  – термічний опір фактичних контактів;  $\lambda_{C1}$ ,  $\lambda_{C2}$  – коефіцієнти теплопровідності міжконтактного середовища;  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ ,  $h_4$  – висоти мікронерівностей контактуючих поверхонь;  $m_1$ ,  $m_2$  – коефіцієнти заповнення профілю нерівностей при різних видах механічної обробки;  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  – середні значення коефіцієнтів взаємного перекриття взаємодіючих поверхонь;  $p_1$ ,  $p_2$  – питомі навантаження в зоні контакту;  $\bar{\lambda}$  – приведений коефіцієнт теплопровідності контактуючих матеріалів;  $d_1$ ,  $d_2$  – приведені середні діаметри плями фактичного контакту;  $\sigma_B$  – границя міцності при стиску пластично деформованого матеріалу (у нашому випадку це фрикційний матеріал).

Як впливає із залежностей (2.18 і 2.19) термічний опір контакту зовнішніх та внутрішніх пар тертя гальма залежить від наступних параметрів: теплофізичних (термічного опору міжконтактного середовища та фактичних контактів; коефіцієнтів теплопровідності: міжконтактного середовища; приведеного контактуючих матеріалів); геометричних (висоти мікронерівностей контактуючих поверхонь; середніх значень коефіцієнтів взаємного перекриття взаємодіючих поверхонь; приведених середніх діаметрів плям фактичного контакту); динамічних (питомих навантажень в зоні контакту); коефіцієнтів заповнення профілів нерівностей при різних видах механічної обробки та границі міцності при стиску пластично деформованого матеріалу фрикційної накладки.

Аналіз впливу кожного з вище перерахованих параметрів на термічний опір контакту зовнішніх та внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма показав, що суттєво змінюють його величини наступні параметри: висоти нерівностей контактуючих поверхонь, середні значення коефіцієнтів взаємного перекриття взаємодіючих поверхонь та питомі навантаження в зоні контакту фрикційних вузлів.

Приступимо до аналізу про вплив на закономірності зміни термічного опору зовнішніх та внутрішніх пар тертя коефіцієнта їхнього взаємного перекриття (рис. 2.8 а, б). З наведених графічних залежностей випливає, що зі збільшенням коефіцієнта взаємного перекриття, як зовнішніх, так і внутрішніх пар тертя гальма спостерігається збільшення їхнього термічного опору. По даним графічним залежностям, змінюючи площі взаємодіючих поверхонь гальма можна знайти раціональний крок встановлення накладок на робочу поверхню гальмівного шківів при середній величині термічного опору контакту зовнішніх та внутрішніх пар тертя гальма.

З рис. 2.9 а, б випливає, що зі збільшенням питомих навантажень в зоні взаємодії зовнішніх та внутрішніх пар тертя зменшується величина їхнього термічного опору. Це пояснюється тим, що збільшується температура поверхонь зовнішніх та внутрішніх пар тертя за різний час гальмування (гальмо працює на першій і третій стадіях гальмування). Але, збільшення питомих навантажень на поверхнях фрикційних накладок, які можуть бути більшими за регламентовані, може привести до їхнього руйнування.

Графічні залежності, проілюстровані на рис. 2.8 а, б і 2.9 а, б отримані на підставі розрахунків, виконаних з допомогою програми, наведеної в додатках А і Б.

На рис. 2.10 а, б наведені характерні профілограми поверхонь тертя зовнішніх пар тертя (внутрішня поверхня гальмівної стрічки – зовнішня поверхня фрикційної накладки) та внутрішніх пар тертя (робоча поверхня гальмівного шківів – внутрішня поверхня фрикційної накладки). В двох

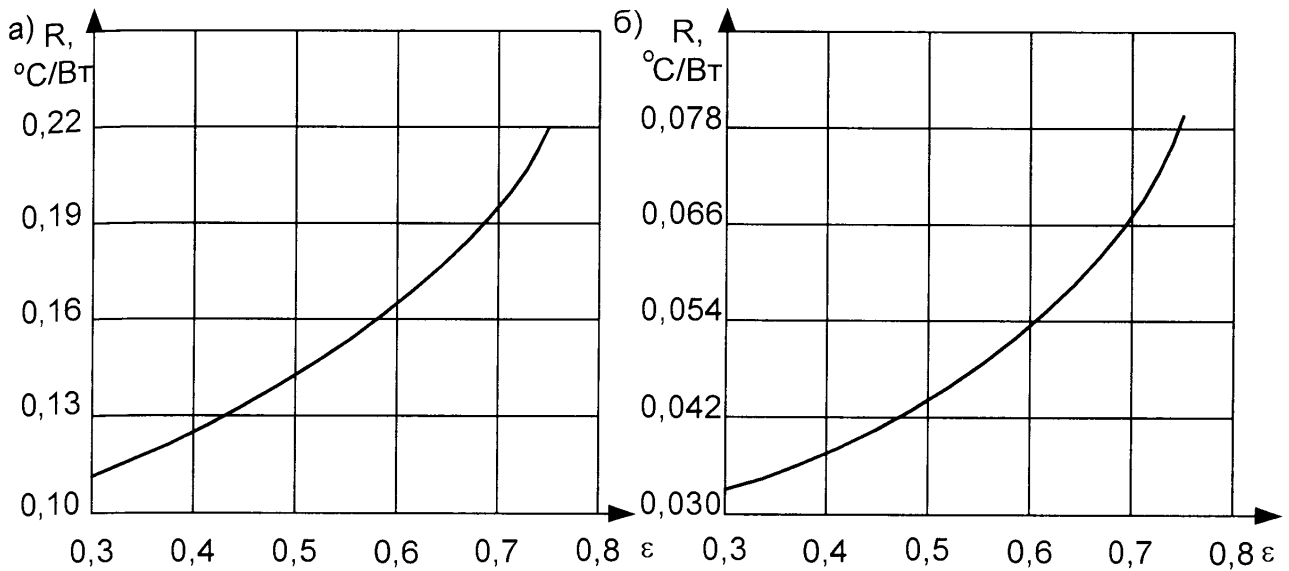


Рис. 2.8 а, б Закономірності зміни термічного опору для пар тертя “внутрішня поверхня гальмівної стрічки – зовнішня поверхня фрикційної накладки” (а); “робоча поверхня гальмівного шківів – внутрішня поверхня фрикційної накладки” (б) від коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя гальм

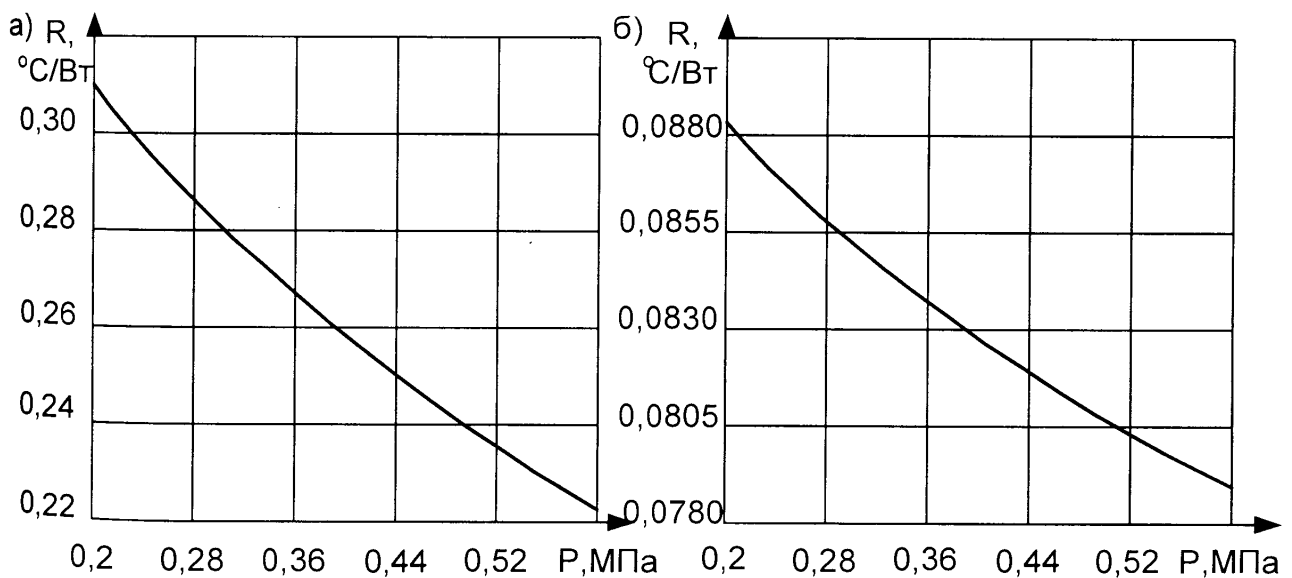


Рис. 2.9 а, б Закономірності зміни термічного опору для пар тертя “внутрішня поверхня гальмівної стрічки – зовнішня поверхня фрикційної накладки” (а); “робоча поверхня гальмівного шківів – внутрішня поверхня фрикційної накладки” (б) від питомих навантажень в зоні контакту пар тертя гальм

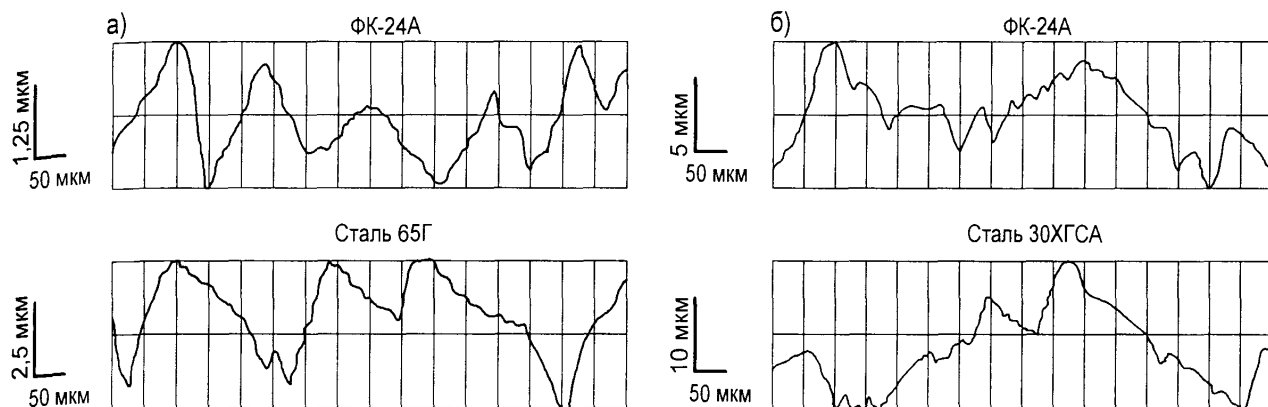


Рис. 2.10 а,б Профілограми поверхонь тертя: а – зовнішніх пар тертя (внутрішня поверхня гальмівної стрічки – зовнішня поверхня фрикційної накладки); б – внутрішніх пар тертя (робоча поверхня гальмівного шків – внутрішня поверхня фрикційної накладки)

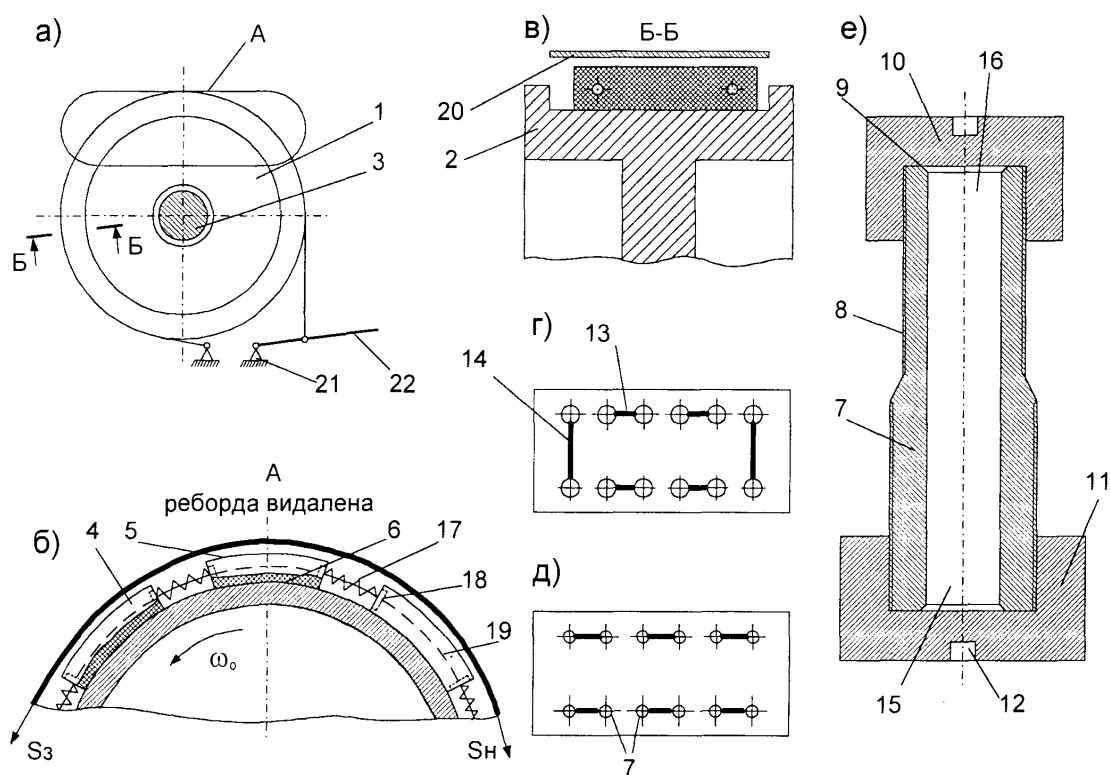


Рис. 2.11 а,б,в,г,д,е Система для охолодження пар тертя стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками: 1, 2 – гальмівний шків з ребордами; 3 – піднімальний вал; 4, 5, 6 – фрикційні накладки з внутрішньою та зовнішньою робочими поверхнями і з набігаючими (а) і збігаючими (б) їх дільницями; 7, 8, 9, 15 і 16 – теплові труби з різьбою та торцями і з зонами випаровування та конденсації; 10, 11, 12 – гайки різних діаметрів з прорізами; 13, 14 – поздовжні та поперечні теплопровідні пластини; 17 – циліндричні пружини; 18 – направляючі отвори; 19 – циліндричні стрижні; 20 – гальмівна стрічка; 21 – корпус опори; 22 – привідний важіль



випадках досліджували зовнішню та внутрішню поверхні фрикційної накладки, виготовленої з матеріалу ФК-24А, на базових довжинах 0,8 та 2,5 мм, при цьому висота мікронерівностей Rz склала, відповідно, 4,58 та 18,35 мкм. Металеві фрикційні елементи, тобто внутрішня поверхня гальмівної стрічки (матеріал – сталь 65Г) та робоча поверхня гальмівного шків (матеріал – сталь 30ХГСА), досліджувалися на тих самих базових довжинах, при цьому висота мікронерівностей Rz дорівнювала, відповідно, 7,32 та 31,00 мкм. При цьому на довжині в 0,8 мм на внутрішній поверхні гальмівної стрічки спостерігалось три максимуми висот мікронерівностей, а на робочій поверхні гальмівного шків – тільки один. Стосовно максимумів висот мікронерівностей на довжині 0,8 мм, то їх на зовнішній та внутрішній поверхнях фрикційної накладки було, відповідно, два і один. Такий аналіз свідчить про те, що зовнішні пари тертя фрикційних вузлів гальма при меншій висоті мікронерівностей, ніж на внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів, забезпечать більші сили тертя на їх зовнішніх поверхнях. Ця обставина буде завжди сприяти реалізації першої стадії гальмування гальма. З аналізу висот мікронерівностей металевих фрикційних елементів виходить, що для підтримування ефективною та надійною роботи гальма даного типу необхідно, щоб чистота робочої поверхні гальмівної стрічки була як мінімум на два класи вище, ніж робочої поверхні гальмівного шків.

Що стосується градієнта температури по товщині гальмівної стрічки і гальмівного шків, то спочатку нагріється стрічка, а потім – гальмівний шків. По мірі їх прогрівання температурний градієнт зменшується й збільшується відвід теплоти від металевих фрикційних елементів у навколишнє середовище.

Проте, одним з шляхів зниження теплової навантаженості зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками є їх примусове охолодження.

## 2.6. Примусове охолодження фрикційних вузлів нетрадиційного гальма

Специфічність роботи гальма з рухомими фрикційними накладками полягає у постійному контакті підпружинених накладок з гальмівним шківом. З одного боку це є негативним явищем, оскільки уповільнює інтенсивність природного охолодження гальма. А з іншого боку, постійний контакт зазначених елементів тертя дозволяє з високою ефективністю використовувати системи і пристрої, змонтовані в тілі фрикційних накладок для примусового охолодження пар гальмівного механізму. Згадані системи примусового охолодження можуть працювати на найрізноманітніших ефектах: теплової труби, термоелектричному тощо. Окрім того, наявність зовнішніх фрикційних пар у нетрадиційному стрічково-колодковому гальмі дозволяє здійснювати відвід теплоти через гальмівну стрічку, що є особливо ефективним під час першої стадії гальмування.

Перейдемо до розгляду системи, яка працює на ефекті “теплової труби”, для охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками.

На рис. 2.11 наведена конструкція охолоджуваного стрічково-колодкового гальма; на рис. 2.11 а – положення фрикційних накладок на робочій поверхні шківа при різьбленій і замкненій гальмівній стрічці; на рис. 2.11 б – вузол А; на рис. 2.11 в – поперечний розріз Б-Б на рис. 2.11 а; на рис. 2.11 г, д – вигляд зовнішньої і внутрішньої поверхонь фрикційної накладки; на рис. 2.11 е – повздовжній розріз циліндричної теплової труби (заявка на винахід Росії №200117099/20 від 13.07.2000 р.) На рис. 2.11 б використані наступні умовні позначення:  $S_H$ ,  $S_3$  – натяги набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки.

Охолоджуване стрічково-колодкове гальмо з рухомими фрикційними накладками складається з гальмівного шківа 1 з ребордами 2, закріпленого на валу 3 механізму. На робочій поверхні шківа 1 рівномірно розташовані

фрикційні накладки 4, які мають внутрішню 5 і зовнішню 6 робочі поверхні. Посередині товщини накладок 4 по ширині розташовані циліндричні теплові труби 7 в отворах 8. У свою чергу, у середній частині накладки 4 по довжині в її ненаскрізний проріз 9 встановлений теплопровідний прямокутний брусок 10. На теплові труби 7 в тілі накладок 4 з боку набігаючих (а) і збігаючих (б) її діляниць поверхні в наскрізні прорізи 11 і 12 встановлені теплопровідні пластини 13 і 14 змінного перерізу. Завдяки отворах 8 як у тілі накладок 4, так і у бруску 10 і у пластинах 13 і 14 виходить, що всі вони посаджені на циліндричні теплові труби 7. Останні виконані з теплопровідного матеріалу, наприклад, сталі, заповнені на 2/3 об'єму теплоносієм, наприклад, метиловим спиртом, вакуумовані і герметизовані. Кожна тепла труба 7 має зони випаровування 15 і конденсації 16. Накладки 4 з'єднані одна з другою з допомогою циліндричних пружин 17, які можуть бути як заформовані в їхнє тіло, так і заведені в напрямні отвори 18 накладок 4 і під'єднані до спеціальних захватів (на кресленні не наведені). Гальмівна стрічка 20 з боку її збігаючої гілки одним кінцем шарнірно з'єднана з корпусом опори 21, а другим, тобто кінцем набігаючої гілки – з привідним важелем 22. Накладки 4 зі своїми зовнішніми робочими поверхнями 6 встановлені з можливістю взаємодії з робочою поверхнею гальмівної стрічки 20 (зовнішні пари тертя). Коефіцієнт тертя робочої поверхні гальмівної стрічки 20 і зовнішньої робочої поверхні 6 накладок 4 вибрано більшим, ніж коефіцієнт тертя пари “робоча поверхня гальмівного шківа I – внутрішня робоча поверхня 5 фрикційних накладок 4” (внутрішні пари тертя) за рахунок різного роду покриттів або різних фрикційних матеріалів. Таким чином, умова гальмування реалізується при  $f_1 > f_2$ , де  $f_1, f_2$  – коефіцієнт тертя ковзання між зовнішніми і внутрішніми парами тертя.

Більш проста конструкція пристрою для охолодження пар тертя нетрадиційного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками реалізована в заявці на винахід Росії за №2000117098/20 від

13.07.2000 р. В даній конструкції гальма циліндричні теплові труби знаходяться в тілі фрикційних накладок по ширині на глибині допустимого їхнього спрацювання і розташовані паралельно поверхням тертя зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма.

Охолоджуване стрічково-колодке гальмо працює наступним чином. В розгальмованому стані шків 1 вільно обертається разом з накладками 4, з'єднаними між собою з допомогою циліндричних пружин 17. При цьому робоча поверхня шківів 1 природним шляхом охолоджується недостатньо ефективно поперечними потоками повітря, яке циркулює в зазорі між торцевими поверхнями накладок 4.

Як вже відмічалось раніше, при даній конструкції гальма процес гальмування включає в себе три режими.

У процесі гальмування на поверхнях тертя гальма генерується значна кількість теплоти, яке викликає зміну фізико-механічних властивостей в матеріалах фрикційних накладок 4 (вигорання звязуючого компонента) і гальмівного шківів 1 (структурні перетворення). У зв'язку з тим, що фрикційний матеріал накладок 4 має менший коефіцієнт теплопровідності, ніж матеріал теплопровідного бруска 10 і пластин 13 і 14, і тому теплота через них передається корпусу теплової труби 7, тобто зоні випаровування 15 і нагріває теплоносій. При нагріванні до температури кипіння теплоносій випаровується, пара конденсується на холодних стінках теплової труби 7, тобто в зоні конденсації 16. Крім того, при всіх трьох режимах гальмування, коли гальмівний шків 1 обертається разом з накладками 4, в які встановлені теплові труби 7, процес теплообміну в них інтенсифікується за рахунок переміщення теплоносія з зони випаровування 15 в зону конденсації 16 з допомогою виникаючих відцентрових сил, а також за рахунок того, що зони випаровування 15 і конденсації 16 після повороту шківів 1 на  $180^{\circ}$  змінюються місцями і зона випаровування 15 стає зоною конденсації 16, а зона конденсації – зоною випаровування. У подальшому теплота передається теплопровідними

пластинами 13 і 14, а від них гальмівній стрічці 19, зовнішня поверхня якої омивається потоками повітря.

При взаємодії зовнішніх пар тертя є дві великі розвинуті поверхні теплообміну: перша – зовнішня поверхня гальмівної стрічки; друга – робоча поверхня гальмівного шківа 1, а також його внутрішня поверхня. Крім того, з'єднання теплових труб 7 з теплопровідними брусками 10 і пластинами 13, 14 забезпечує відвід теплоти від внутрішніх і зовнішніх пар тертя з допомогою автономної розімкненої системи в кожній накладці 4 як при працюючому, так і розімкненому гальмі. При замкненому гальмі охолоджуюча система кожної накладки 4 замкнена на робочі поверхні гальмівного шківа 1 і стрічки 19, але при цьому відвід теплоти в гальмівному шківі 1 буде більшим за рахунок площі поверхні теплопровідного бруска 10. Що стосується площ поверхонь теплопровідних пластин 13 і 14 на внутрішніх 5 і зовнішніх 6 робочих поверхнях накладки 4, розташованих на їх набігаючих (а) і збігаючих (б) ділянках, то вони рівні між собою. При розімкненому гальмі охолоджуюча система кожної накладки 4 замкнена тільки на робочі поверхні гальмівного шківа 1, а з зовнішніх 6 робочих поверхонь накладки 4 відвід теплоти буде проводитися конвективним теплообміном і радіацією від поверхонь теплопровідних пластин 13 і 14. При цьому необхідно врахувати те, що площа поверхні теплопровідного бруска 10 і пластин 13 і 14 з боку внутрішніх пар тертя в 1,3 – 1,4 рази більше, ніж теплопровідних пластин 13 і 14 з боку зовнішніх пар тертя. Ця обставина є вирішальною при інтенсифікації відводу теплоти від робочої поверхні гальмівного шківа 1.

Отже, при даній конструкції гальма має місце постійне теплове розвантаження внутрішніх пар тертя за рахунок однобічної (при розімкненому гальмі) і двобічної (при замкненому гальмі) взаємодії теплопровідних пластин 13 і 14 з теплопередаючими пристроями, тобто тепловими трубами 7, від яких теплота передається зовнішнім парам тертя. При цьому теплота поглинається спочатку гальмівною стрічкою, а потім конвективним і радіаційним

теплообміном розсіюється в навколишнє середовище від її зовнішньої поверхні. Крім того, має місце і зворотній теплообмін від зовнішніх пар тертя до внутрішніх.

Таким чином, знання особливостей конструкції і специфіки роботи, динамічної та теплової навантаженості, процесу теплоутворення, термічного опору контакту пар тертя, теплового балансу при природному охолодженні і примусового зниження поверхневих температур зовнішніх та внутрішніх пар тертя стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, дозволяє перейти до експериментальних досліджень нового типу гальма в стендових умовах.

### Висновки

Теоретичні дослідження процесів нагрівання та природного і примусового охолодження пар тертя зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок дозволили:

- вперше встановити закономірності зміни питомих навантажень на зовнішніх і внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів гальма, які можна приймати в розрахунках як квазіпостійні;
- вперше вивчити графічним методом закономірності зародження та розвитку теплових процесів на зовнішніх та внутрішніх парах фрикційних вузлів гальма з рухомими накладками і показати, що якщо на поверхні шківів серійного гальма генерується приблизно 95% від усієї кількості теплоти, що виділяється при гальмуванні, то для нової конструкції гальма біля 20-25% генерованої теплоти, сприймають зовнішні фрикційні вузли гальма;
- математично описати тепловий баланс зовнішніх та внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма з урахуванням поперечних та повздовжніх

повітрозмін в об'ємах утворених елементами гальма на різних стадіях гальмування;

- встановити, що для забезпечення надійної, стабільної та ефективної роботи гальма з рухомими фрикційними накладками необхідно, щоб чистота внутрішньої поверхні гальмівної стрічки була б на два класи вище за чистоту робочої поверхні гальмівного шківа, що забезпечить необхідну різницю сил тертя на першій стадії процесу гальмування;
- розробити високоефективні системи примусового охолодження пар тертя фрикційних вузлів нетрадиційного гальма, які працюють на ефекті теплової труби.

## РОЗДІЛ 3

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ СТРІЧКОВО-КОЛОДОЧНОГО ГАЛЬМА З РУХОМИМИ ФРИКЦІЙНИМИ НАКЛАДКАМИ БУРОВИХ ЛЕБІДОК\*

### 3.1. Задачі експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є одержання банку даних у лабораторних умовах по тепловій навантаженості зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками, а також порівняльної оцінки спрацювання їхніх поверхонь при природному і примусовому охолодженні.

У відповідності з цим програма досліджень розглядає наступні задачі:

- встановлення закономірностей зміни експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма на зовнішніх і внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів ( на першій і третій стадіях гальмування) від:
  - часу гальмування і охолодження;
  - частоти обертання гальмівного шківів;
  - питомих навантажень;
  - поверхневих температур.
- встановлення впливу теплованавантаженості зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів на експлуатаційні параметри гальма;
- розробка високоефективних охолоджуючих систем для зниження теплованавантаженості зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма;
- оцінити ресурс зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок при природному і примусовому охолодженні.

У процесі випробовувань модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками на теплованавантаженість його

\* В експериментальних дослідженнях по тепловій навантаженості фрикційних вузлів гальма з рухомими фрикційними накладками брав участь аспірант Вольченко Д.О.



зовнішніх і внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів не встановлювався вплив наступних факторів: вологи, що попадає на фрикційні вузли, а також відносної тривалості включення гальма і його роботи окремо на першій і третій стадіях гальмування.

У табл. 3.1 наведено рішення задач досліджень по тепловій навантаженості модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки при природному і примусовому охолодженні його зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів.

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

### 3.2. Вибір методів вимірювання експлуатаційних параметрів гальма

Вибір методів вимірювання досліджуваних параметрів роботи, тобто динамічної і теплової навантаженості стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, відбувається з метою оцінки величини деформацій гальмівної стрічки, поверхневих температур зовнішніх і внутрішніх пар тертя його фрикційних вузлів, а також величини їхнього спрацювання і характеризує кількісну і якісну картину прогнозованої навантаженості гальма.

Розглянемо особливості методики реєстрації кожного параметру. Деформації гальмівної стрічки з кроком, більшим за ширину фрикційної накладки, вимірюються, переважно, тензодатчиками. Останні наклеювались на неробочу поверхню гальмівної стрічки кремнійорганічним цементом Е або Б-56, який витримує температури понад 250 С. При цьому тензодатчики були розташовані на зовнішній поверхні гальмівної стрічки так, щоб їхні деформації були в напрямку дротини датчика. Вибір дротяних датчиків обумовлений тим, що вони мають малі відносні похибки від 0,02-0,05 до 1,5-2,0% і при цьому

Таблиця 3.1

Рішення задач досліджень по тепловій навантаженості стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками при природному і примусовому охолодженні його зовнішніх і внутрішніх вузлів у лабораторних умовах

Найменування етапів досліджень	Умови проведення досліджень	Параметри, що вимірюються або розраховуються
1	2	3
1. Приобретения зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма в лабораторних умовах при його циклічному навантаженні і контрольні заміри експлуатаційних параметрів гальма	Фрикційні накладки набралися на два циліндричних стрижня діаметром 6,0 мм з рівномірним кроком 80,0 мм. Накладки, з геометричними параметрами ( $a \times b \times h = 232 \times 60 \times 20$ мм), монтувалися на стрижні в кількості 4, 6 і 8 шт. Між ними встановлювалися циліндричні пружини довжиною 60 мм, виготовлені з дроту діаметром 0,75 мм з зовнішнім діаметром 12,0 мм. Утворений пружинами і фрикційними накладками бандаж монтувався на гальмівні шків. Циліндричні стрижні підтискали фрикційні накладки їхньою внутрішньою поверхнею до робочої поверхні гальмівного шківа. Гальмівна	1. Візуально оцінюються взаємодія зовнішніх фрикційних вузлів гальма. 2. Перевіряються шляхом вимірів: а) температури поверхонь тертя і умови притискання фрикційних вузлів; б) частота обертання шківа; в) ступінь спрацювання поверхонь фрикційних накладок.

1	2	3
	<p>стрічка шириною <math>b_c=65</math> мм та товщиною <math>h_c=2,0</math> мм має кут обхвату <math>\beta=270^\circ</math> зовнішніх поверхонь фрикційних накладок. При цьому коефіцієнт тертя між внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки та зовнішньою поверхнею фрикційних накладок був більшим за коефіцієнт тертя між внутрішньою поверхнею фрикційних накладок та робочою поверхнею гальмівної шківа.</p>	
<p>2. Встановлення впливу теплонавантаженості зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів стрічкового колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками на його</p>	<p>Для оцінки температур поверхонь тертя зовнішніх і внутрішніх фрикційних пар використовувались термопари, виготовлені з хромелькопелевого дроту діаметром 0,5 мм і електронні потенціометри мод. Р4833. Температура навколишнього повітря вимірювалась ртутним термометром з точністю до 0,1 °С. Кількість</p>	<p>1. Температури:  а) поверхонь тертя зовнішніх і внутрішніх фрикційних пар;  б) навколишнього повітря.  2. Кількість повітря, що подається компресором на внутрішні поверхні фрикційних вузлів гальма.</p>

1	2	3
експлуатаційні параметри при дослідженнях у лабораторних і промислових умовах.	<p>повітря, що подавалась компресором УМТ-21 на внутрішні поверхні фрикційних вузлів гальма вимірювалась газовим лічильником РГ-6. Частота обертання гальмівного шківа і час гальмування визначались цифровим електронним вимірювальним пристроєм ИМД-ЦМ. Зусилля притискання фрикційних накладок вимірювались з допомогою п'єзоелектричних датчиків. Спрацювання фрикційних накладок визначалось з допомогою резисторних датчиків і мікрометруванням. Кількість циклів гальмувань складала 25, 50, 75, 100, 125 і 150, зусилля на навантажувальному пристрої – 400 і 800 Н.</p>	<p>3. Зусилля притискання:</p> <p>а) гальмівної стрічки до зовнішніх поверхонь фрикційних накладок;</p> <p>б) внутрішніх фрикційних накладок до гальмівного шківа.</p> <p>4. Гальмівний момент.</p> <p>5. Кути обхвату:</p> <p>а) гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок;</p> <p>б) внутрішніми поверхнями фрикційних накладок гальмівного шківа.</p> <p>6. Частоту обертання гальмівного шківа.</p> <p>7. Час:</p> <p>а) гальмування;</p> <p>б) між гальмуваннями.</p>

1	2	3
<p>3. Випробовування в лабораторних умовах на гальмівному стенді переобладнаних фрикційних накладок з тепловими трубами при циклічному навантаженні гальма</p>	<p>Теплові труби заповнювались розчином нашатирного спирту і дистильованою водою. Для оцінки температур використовувались термопари, виготовлені з хромель-копелевого дроту діаметром 0,5 мм і електронні потенціометри мод. P4833.</p>	<p>1. Температури:  а) поверхонь тертя зовнішніх і внутрішніх фрикційних пар;  б) навколишнього повітря  2. Оцінка теплового стану теплових труб і їхніх термодинамічних параметрів: температури і тиску теплоносія</p>
<p>4. Оцінка спрацювання внутрішніх і зовнішніх поверхонь фрикційних накладок модельного стрічково-колодкового гальма при природному і примусовому охолодженні</p>	<p>Визначення за допомогою резисторних датчиків величини спрацювання зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок стрічково-колодкового гальма в лабораторних умовах та мікрометрування спрацювання відпрацьованих фрикційних накладок по довжині після їхнього зняття з гальмівного шківів.</p>	<p>1. Товщина зношеного матеріалу зовнішньої і внутрішньої поверхонь фрикційних накладок по їхній довжині.  2. Кількість циклічних гальмувань.</p>

безінерційні. Застосовуються тензодатчики в діапазоні частот коливань від 0 до 100 кГц. Тензометричні датчики чутливі до зміни температури, тому з метою зменшення температурної похибки в сусіднє плече тензометричного моста вмикався додатковий перетворювач, який працює в тих самих умовах, що і основний. У зв'язку з тим, що вихідний сигнал тензометричного моста дорівнює сигналу поточного значення деформації, перевірка і настройка апаратури відбувається безпосередньо в процесі вимірювання. При таруванні основного тензодатчика і контролю чутливості підсилювача похибка не перевищує 1,5-2,0 %.

По класичній схемі при дослідженні процесів нагрівання тіла в середовищі з постійною температурою розрізняють три стадії: 1) початкова стадія, або стадія неупорядкованого режиму; 2) стадія регулярного режиму; 3) стаціонарний режим.

Експериментальне підтвердження теорії регулярного режиму фактично означає, що чутливість реєструючих пристроїв обмежена, і що, починаючи з деякого моменту часу, складники температурного поля, що знаходяться поза чутливістю пристрою не сприймаються, крім того, якщо навіть пристрій і фіксує відхилення від регулярності, то ними нехтують з деякою допустимою похибкою. Іншими словами, зі всього спектру температурного поля виділяють ту частину, яка являється суттєвою. Час  $t_{\min}$  початку регулярного режиму може бути визначений тільки з деякою похибкою і залежить від неї.

Температури поверхонь тертя фрикційної накладки вимірювались з допомогою ковзаючої хромель-копелевої термопари. Однак, даний метод має той недолік, що покази таких термопар спотворюються теплотою від їхнього особистого тертя при взаємодії з металевим фрикційним елементом. При цьому термопари стираються разом з зовнішньою і внутрішньою робочими поверхнями фрикційних накладок. В той же час застосування таких термопар не потребує екстраполяції температур, необхідної при використанні термопар, вмонтованих в товщину досліджуваної накладки. Крім того, неоднорідність

матеріалу накладки, зміна її властивостей і геометрії при спрацюванні в процесі роботи, не впливають на результати вимірювань ковзаючими термопарами. Останні дозволяють встановити не фактичну температуру в контактній точці двох тіл тертя, а деяку усереднену температуру по поверхні тертя (ця особливість не є недоліком). Важливо лише те, щоб у всіх випадках вимірювань застосовувалась одна і та ж методика і однотипна вимірювальна апаратура.

Параметр “частота обертання шківа” характеризує стадії роботи модельного стрічково-колодкового гальма. При високій частоті обертання шківа має місце перша стадія гальмування, коли внутрішня поверхня гальмівної стрічки взаємодії з зовнішніми поверхнями фрикційних накладок, тобто спостерігається так званий режим пригальмовування. При середній і низькій частотах обертання шківа має місце початок третьої стадії гальмування, коли внутрішні поверхні фрикційних накладок взаємодіють з робочою поверхнею гальмівного шківа, тобто продовжується режим пригальмовування гальмівного шківа, який може перейти в режим повної зупинки гальмівного шківа. У виробничих умовах параметр “частота обертання шківа” характеризує режим роботи стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, в залежності від швидкості спуску бурового інструменту в свердловину, і впливає на інтенсивність природного охолодження металевих фрикційних елементів гальма. Для імітації природного охолодження внутрішніх фрикційних вузлів модельного гальма передбачений примусовий обдув їх повітрям через шланги з допомогою компресора УМТ-21. Для визначення частоти обертання шківа застосовувався вимірювальний пристрій ИМД-ЦМ, що складається з датчика і аналого-цифрового перетворювача.

Для забезпечення ефективної взаємодії зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів в нетрадиційному гальмі після прироблення їхніх пар тертя, необхідно визначати хвилястість і шорсткість внутрішньої робочої поверхні гальмівного шківа. Для вирішення вказаної мети використовувався профілограф-профілометр моделі 201. Дія пристрою побудована на принципі

сканування поверхні алмазною голкою з дуже малим радіусом заокруглення і перетворенні коливань голки в зміну напруги кондуктивним методом.

Для оцінки інтенсивності спрацювання зовнішньої і внутрішньої поверхонь фрикційної накладки і визначення їх допустимої величини застосовують контролюючі пристрої, що містять датчик, перетворювач і індикатор. В якості датчиків спрацювання використовуються ізольовані контакти (в даному випадку їх застосування є більш переважним), вимикачі, біметалічні елементи, конденсатори. Перетворювачі дозволяють оцінити неелектричну величину, тобто величину спрацювання фрикційної накладки з двох боків, електричним методом.

В якості індикаторів застосовуються сигнальні лампи, акустичні пристрої і електровимірювальні прилади.

Знання методів вимірювання експлуатаційних параметрів нетрадиційного гальма дозволяє перейти до розгляду його конструкції і роботи гальмівного стенда.

### 3.3. Конструкція та робота гальмівного стенда

Виходячи із задач та умов проведення досліджень, а також реальних можливостей, в якості об'єкту досліджень була вибрана геометрична модель стрічково-колодкового гальма лебідки бурильної установки У2-5-5 з масштабом геометричної подібності

$$\gamma_{\Pi} = l_{\Pi} / l_{\text{М}} = 2,9 \quad (3.1)$$

де  $l_{\Pi}$ ,  $l_{\text{М}}$  – довжини між подібними точками реального гальма і моделі.

Перерахунок вимірних сил  $F$ , моментів  $M$ , поверхневих температур  $t_n$  і лінійних переміщень  $\Delta l$  проводився по приведеним нижче формулам:

$$F_{\text{н}} = \beta_{\Pi} / F_{\text{м}}; \quad (3.2)$$

$$M_{\text{н}} = \alpha \beta_{\Pi} M_{\text{м}}; \quad (3.3)$$



$$t_{\text{пн}} = \beta_{\text{п}} / t_{\text{пн}}; \quad (3.4)$$

$$\Delta l = \Delta l_{\text{м}}(E_{\text{м}} / E_{\text{н}})(\beta_{\text{п}} / \alpha); \quad (3.5)$$

де  $\beta_{\text{п}} = F_{\text{н}} / F_{\text{м}}$  - масштаб силової подібності;

$E_{\text{н}}, E_{\text{м}}$  - модулі пружності матеріалів деталей реального гальма та моделі.

Вважаємо, що динамічне навантаження, що діє по нормалі до зовнішньої і внутрішньої поверхонь фрикційної накладки, взаємодіючих з робочими поверхнями гальмівної стрічки і гальмівного шківів, розподілене по тим самим законам, що й статичне навантаження.

Матеріали гальмівного шківів і фрикційних накладок модельного гальма були такими ж, як і реального гальма.

Для проведення досліджень по тепловому навантаженню зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів, модель стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками встановлювалась на гальмівний стенд (рис. 3.1). Характеристики модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками наведені в табл. 3.2.

Згідно рис. 3.1 основні вузли гальмівного стенда розміщені на двох двотаврових балках 2, які, в свою чергу, анкерними болтами прикріплені до бетонної основи. Модель гальма складається з гальмівного шківів 7, на який посаджені з натягом фрикційні накладки 10. Фрикційні накладки 10 знаходяться на циліндричних стрижнях 8, виконаних у вигляді кілець. При цьому фрикційні накладки 10 між собою підпружинені циліндричними пружинами 9 і взаємодіють своїми зовнішніми поверхнями з гальмівною стрічкою 6. Гальмівний шків 7 встановлений на валу 5 з підшипниками, які монтується на опори 4, і обертається двигуном постійного струму 1 через пружну пальцеву муфту 3. В якості електродвигуна 1 було використано двигун постійного струму марки 2ПН225МУ4 потужністю 15,0 кВт. Використання цього двигуна дозволило плавно регулювати обертовий момент на приводному валу і підтримувати його стабільним при зміні частоти обертання гальмівного

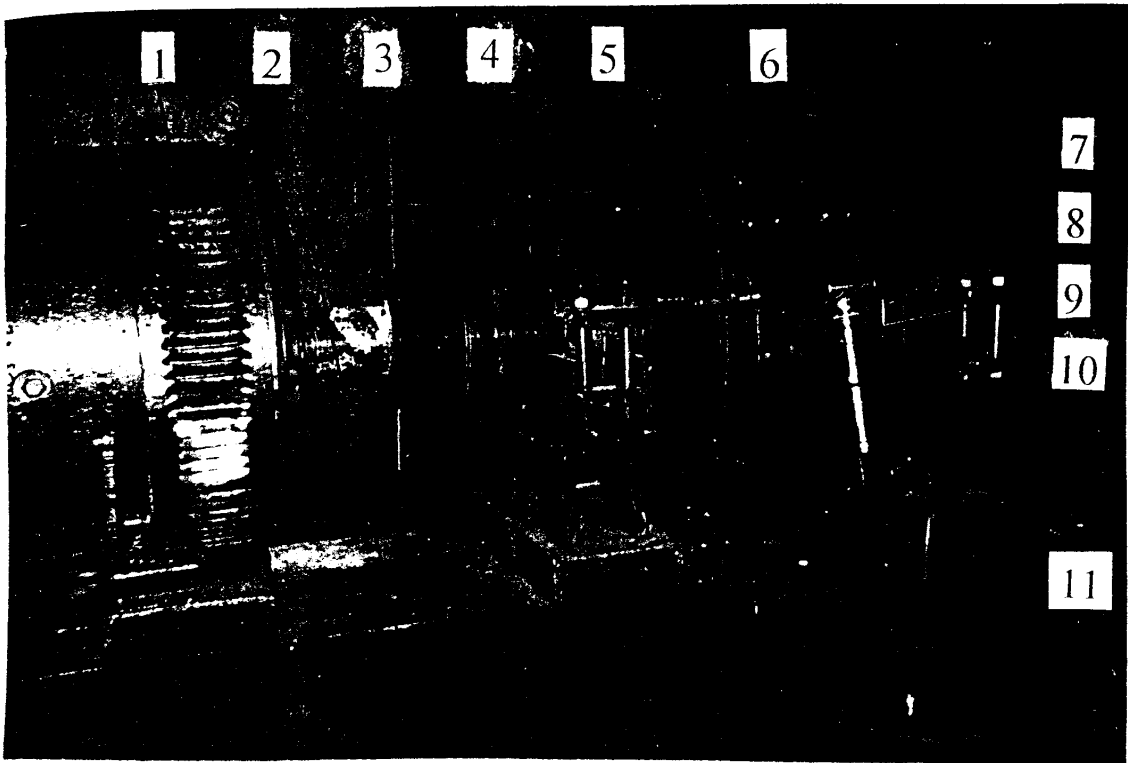


Рис. 3.1 Загальний вигляд гальмівного стенда з модельним стрічково-колодковим гальмом з обертальними фрикційними накладками: 1 – двигун постійного струму; 2 – двотаврові балки; 3 – пальцева муфта; 4 – опори вала; 5 – вал з підшипниками; 6 – гальмівна стрічка; 7 – гальмівний шків; 8 – циліндричні стрижні; 9 – циліндричні пружини; 10 – фрикційні накладки; 11 – навантажувальний пристрій.

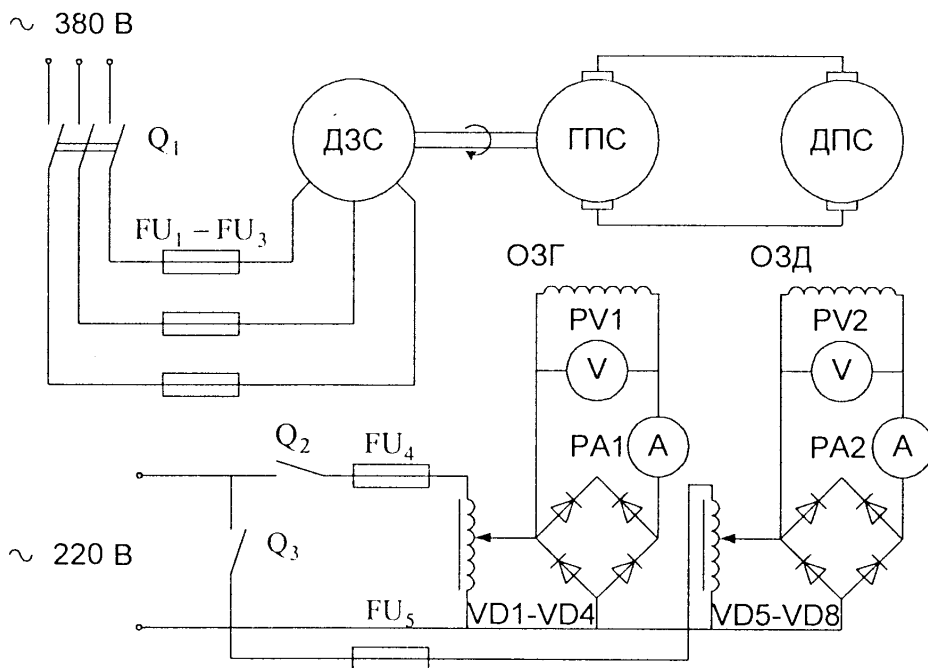


Рис. 3.2 Принципова електрична схема гальмівного стенда

Таблиця 3.2

Характеристика модельного стрічково-колодкового гальма  
з рухомими фрикційними накладками

Показники	Числові значення		
	Етапи випробовувань		
	Перший	Другий	Третій
Діаметр гальмівного шківa, мм	500		
Номінальний гальмівний момент, Н·м	158,4	212,2	254,0
Номінальний кут охоплення зовнішніх поверхонь фрикційних накладок гальмівною стрічкою, град.	82,5	124,0	165,0
Ширина гальмівної стрічки, мм	220		
Номінальне відхилення гальмівної стрічки від зовнішніх поверхонь фрикційних накладок, мм	0,75 – 2,25		
Номінальний коефіцієнт непокриття	0,694	0,541	0,388
Кількість фрикційних накладок, шт.	4	6	8
Розміри накладки, мм:			
довжина,	232		
ширина,	120		
висота	32		
Діаметр циліндричних стрижнів, що з'єднують фрикційні накладки, мм	6		
Розміри циліндричної пружини, мм:			
зовнішній діаметр пружини,	12,3		
зовнішній діаметр проволочи,	2,0		
крок витка	5,6 (в ненавантаженому стані)		
Крок встановлення фрикційних накладок на гальмівному шківу, мм	272,5	141,7	76,2
Вага махової маси, Н	1950		
Матеріал гальмівного шківa	сталь 30ХГСА		
Матеріал фрикційних накладок	ретинакс ФК-24А		
Матеріал гальмівної стрічки	сталь 65Г		

вала. Зусилля притискання фрикційних накладок до гальмівної стрічки і до шківів регулювалось пристроєм навантаження 11.

Електрична схема силової частини гальмівного стенда наведена на рис 3.2. У зв'язку з тим, що тяговий двигун гальмівного шківів (ДПС) живиться постійним струмом з номінальною напругою обмотки якоря (ЯД) 110 В, в якості джерела живлення його обмотки ротора було використано аналогічний двигун постійного струму (ГПС), який працював у генераторному режимі. Вал генератора обертався асинхронним трьохфазним двигуном змінного струму (ДЗС). На обмотки збудження генератора (ОЗГ) і двигуна (ОЗД) подавалися постійні струми, що випрямлялися на діодних мостах, зібраних на діодах VD1–VD4 та VD5–VD8 і регулювалися лабораторними автотрансформаторами ЛАТР-1М і ЛАТР-2М.

Система з чотирьох, шести і восьми фрикційних накладок в зібраному вигляді, для дослідження впливу кута обхвату гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок на теплонавантаженість фрикційних вузлів гальма, наведена на рис. 3.3 а, б, в.

На рис. 3.4 наведені принципові електричні схеми: керування модельним стрічково-колодковим гальмом з рухомими фрикційними накладками і підключення датчиків до його деталей. Величина струму, який проходить через обмотку збудження ОЗГ 24, фіксується з допомогою амперметра 21. Обороти вала електродвигуна 25 і відповідно шківів гальма 27 вимірюються з допомогою цифрового електронного вимірюючого пристрою ИМД-ЦМ (див. рис. 3.5), який складається з датчика 26 (див. рис. 3.4) і аналого-цифрового перетворювача 17. Пристрій живиться постійною напругою 12 В. Блок живлення пристрою складається з діодного моста 9, ЛАТРа-1М 10 і понижуючого трансформатора 18. Напруга живлення пристрою контролюється з допомогою вольтметра 8. Термоелектрорушійна сила, яка виникає при взаємодії пар тертя “робоча поверхня гальмівного шківів – внутрішні поверхні фрикційних накладок”, тобто внутрішніх фрикційних вузлів, вимірювалась з допомогою хромель-копелевих

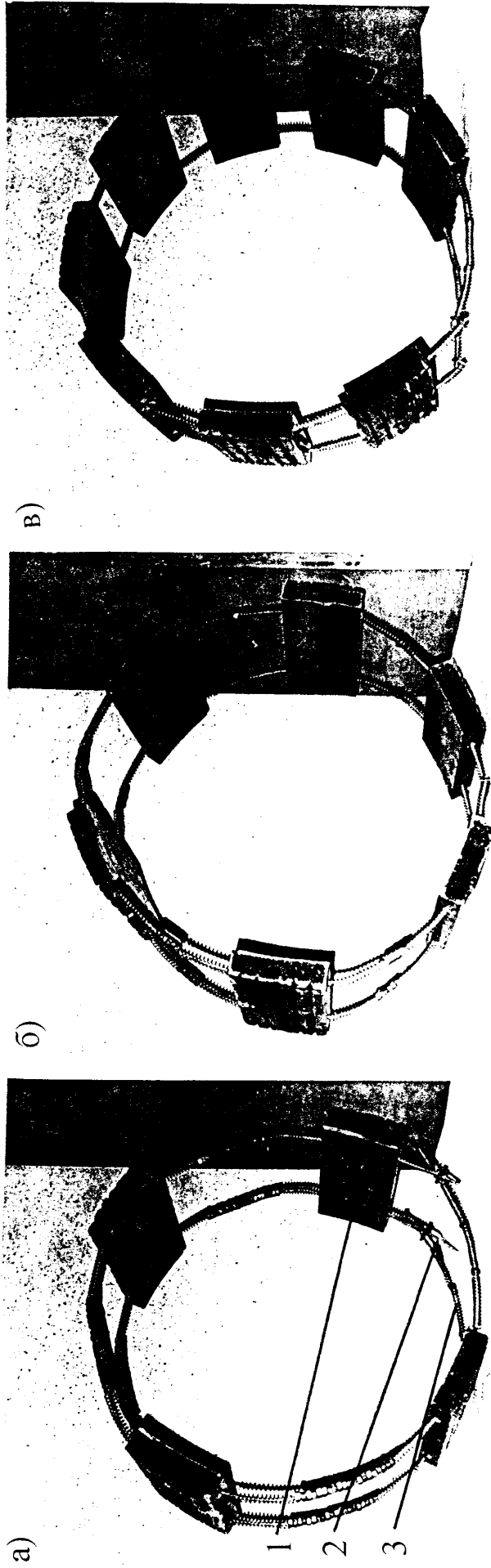


Рис. 3.3 а, б, в Система з чотирьох, шести і восьми фрикційних накладок у зібраному вигляді: 1 – фрикційні накладки з отворами; 2 – напрямні циліндричні стрижні; 3 – циліндричні пружини.

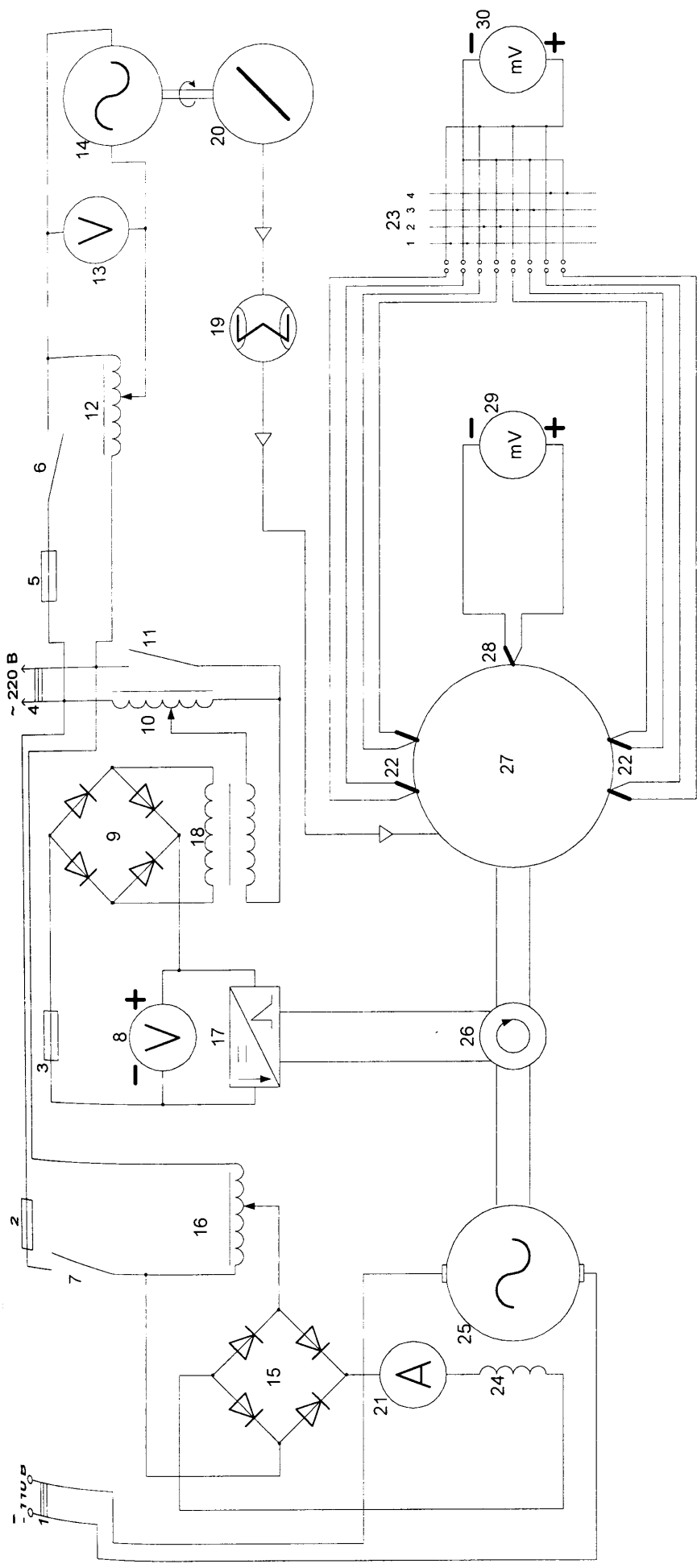


Рис. 3.4 Принципові електричні схеми: керування модельним гальмом і підключення датчиків до його деталей:  
 1 - клеми приєднувальні живлення якора тягового двигуна СКГ, 2, 3, 5 - запобіжники, 4 - вилка двополюсна  
 вмикання живлення 220 В, 6 - вмикач блока живлення компресора, 7 - вмикач живлення обмотки збудження  
 тягового двигуна СКГ, 8 - вольтметр постійної напруги, 9, 15 - діодний міст, 10, 12, 16 - трансформатор  
 регулюючий, 11 - вмикач блока живлення тахометра, 13 - вольтметр змінної напруги, 14 - двигун компресора,  
 17 - аналого-цифровий перетворювач тахометра, 18 - трансформатор понижувальний блока живлення тахометра,  
 19 - лічильник газовий, 20 - компресор, 21 - амперметр, 22 - термопари накладок, 23 - перемикач термолар,  
 24 - обмотка збудження тягового двигуна СКГ, 25 - тяговий двигун СКГ, 26 - тахометр, 27 - стрічково-колодкове  
 гальмо, 28 - термопара стрічки, 29, 30 - потенціометри

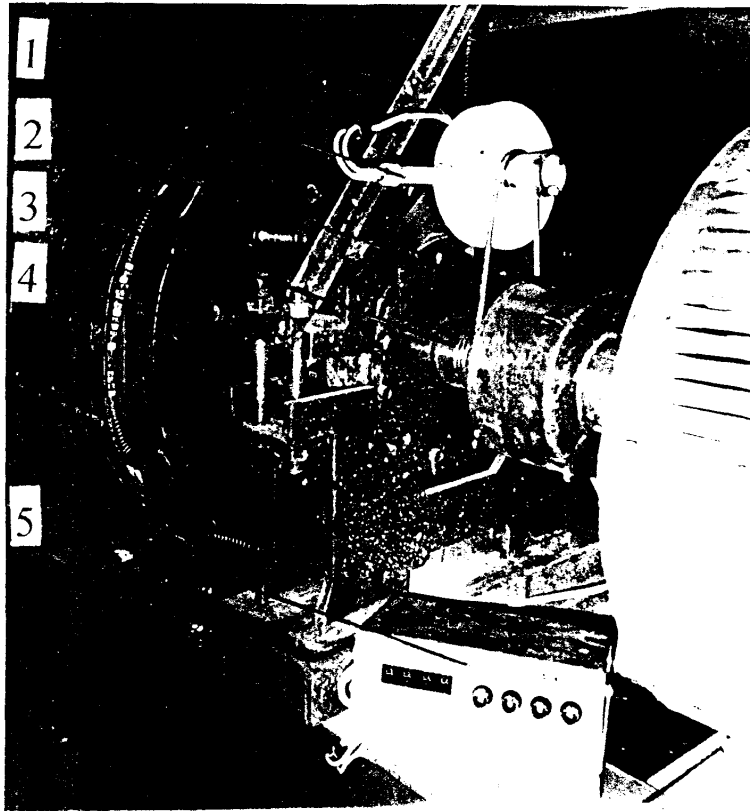


Рис. 3.5 Вимірюючий пристрій ИМД-ЦМ для вимірів частоти обертання шківів:  
 1 – датчик тахометра; 2 – пасова передача; 3 – вал шківів;  
 4 – гальмівний шків; 5 – аналого-цифровий перетворювач пристрою  
 ИМД-ЦМ.

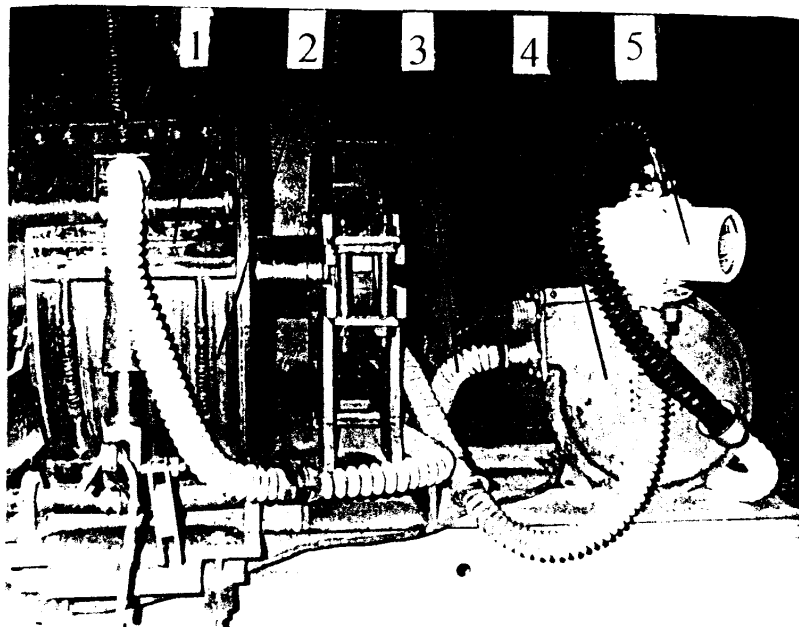


Рис. 3.6 Система обдуву повітрям внутрішніх фрикційних вузлів модельного гальма: 1 – фрикційна накладка; 2 – гальмівний шків; 3 – гумові шланги; 4 – компресор УМТ-21; 5 – газовий лічильник.

термопар 22 і фіксувалась з допомогою потенціометра 30 мод. Р4833. Термоелектрорушійна сила, яка виникає в парах тертя “внутрішня поверхня гальмівної стрічки – зовнішні поверхні фрикційних накладок”, тобто зовнішніх фрикційних вузлів, також вимірювалась з допомогою хромель-копелевих термопар 28 і потенціометра 30 мод. Р4833. Внутрішні фрикційні вузли модельного гальма обдувались повітрям навколишнього середовища, яке подавалось через шланги з допомогою компресора УМТ–21 20 (див. рис. 3.6). Кількість повітря, яке подавалось на поверхні внутрішніх фрикційних вузлів гальма, вимірювалась газовим лічильником 9 (див. рис. 3.4) мод. РГ-6. Компресор 20 приводився в дію електродвигуном 14 змінної напруги 110 В. Напруга 220 В понижалась до 110 В з допомогою трансформатора ЛАТР-1М 12. Напруга живлення електродвигуна 14 вимірювалась вольтметром 13. Включався компресор 20 з допомогою вмикача 6. Для захисту електричних мереж гальмівного стенду від коротких замикань використовувались запобіжники 2, 3, 5.

На підставі вище викладеного перейдемо до розгляду особливостей вимірювання динамічних і теплових характеристик фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками.

### 3.4. Особливості вимірювання динамічних і теплових характеристик фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з рухомими накладками

#### 3.4.1. Вимірювання і визначення динамічних параметрів при роботі гальма.

Деформації гальмівної стрічки та її дільниць визначались тензорезисторним методом. В якості тензодатчиків використовувались тензорезистори ПКБ-20-100 з базою 20 мм і опором 100 Ом. З'єднання датчиків виконувалось по мостовій схемі [82], в якій два тензорезистори були активними, а два – компенсаційними, з метою зменшення найбільшої для



тензодатчиків температурної похибки. На підставі рівності сигналів тензометричного мосту та поточного значення деформації перевірка апаратури відбувалась безпосередньо в процесі вимірювання. В якості апаратури вимірювання використовувався тензометричний підсилювач “Топаз – 4”. При градуванні тензодатчиків з одночасним контролем чутливості підсилювача і встановлення нуля перед кожним вимірюванням, похибка знижувалась до 0,2-0,5% при статичних і до 1,0-1,5% при динамічних вимірюваннях.

Тарування тензодатчиків було проведено шляхом розтягу гальмівної стрічки заданими зусиллями при закріпленому кінці набігаючої її гілки. Електричний сигнал, пропорційний натягу збігаючої гілки стрічки, реєструвався на стрілочному індикаторі тензометричного підсилювача.

У серійному стрічково-колодковому гальмі на гальмівній стрічці розташовані фрикційні накладки, які кріпляться до неї за допомогою вусиків. Ділянки стрічки, розташовані над фрикційними накладками, в процесі гальмування практично не деформуються і тому тензодатчики наклеюють на гальмівну стрічку у зазорі між накладками. Визначення деформації ділянок гальмівної стрічки проводилось наступним чином. Спочатку визначалось зближення фрикційних накладок з робочою поверхнею шківів і натяг ділянок гальмівної стрічки після кожної накладки в статичному стані за допомогою тензодатчиків. Потім визначають натяг цих же ділянок гальмівної стрічки в процесі гальмування. Далі порівнюють натяги гальмівної стрічки в процесі гальмування з натягом в статичному стані, яким відповідають певні значення зближення накладок з робочою поверхнею шківів і знаходять величини цих зближень в процесі гальмування.

У стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками тензодатчики наклеювались на кінцях набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки, а також в її середній частині. Експерименти проводились як в статичному стані, так і в динамічному при навантаженні вантажем вагою 400 і

800 Н на навантажувальному пристрої при постійній частоті обертання шківів  $200 \text{ хв}^{-1}$ .

При визначенні питомих навантажень, які виникали між зовнішніми поверхнями фрикційних накладок і робочою поверхнею гальмівної стрічки, діяли наступним чином.

На гальмівний шків монтувались фрикційні накладки з натягами, які забезпечували задані питомі навантаження між внутрішніми поверхнями фрикційних накладок і робочою поверхнею гальмівного шківів. Після чого здійснювали гальмування і вимірювали, при яких різницях натягу між набігаючою гілкою і збігаючою відбувалось початкове переміщення внутрішніх поверхонь фрикційних накладок відносно робочої поверхні гальмівного шківів, тобто починалась третя стадія гальмування.

#### 3.4.2. Вимірювання частоти обертання гальмівного шківів та часу гальмування.

Для вимірювання частоти обертання гальмівного шківів та визначення часу гальмування використовувався цифровий електронний вимірюючий пристрій ИМД-ЦМ (рис. 3.7).

Принцип дії пристрою побудований на перетворенні первинним перетворювачем частоти обертання валу гальмівного шківів в напругу змінного синусоїдального сигналу. Остання поступає з первинного перетворювача і є пропорційною частоті оборотів вала гальмівного шківів. В режимі вимірювання пристроєм частоти обертання гальмівного шківів змінна напруга з виходу первинного перетворювача частоти подається на аналого-цифровий перетворювач і результат вимірювань відображається на люмінесцентному табло у вигляді цифрового значення. В режимі вимірів пристроєм уповільнення гальмівного шківів при гальмуванні, змінна напруга з виходу первинного перетворювача частоти подається на диференціюючий пристрій. У свою чергу напруга, пропорційна уповільненню, з виходу диференціюючого пристрою

поступає на аналого-цифровий перетворювач і результат вимірювань також відображається на люмінесцентному табло у вигляді цифрового значення.

Перетворювач частоти обертання працює за допомогою проміжної зубчастої шестерні, яка розташована в корпусі і використовується в якості насадки для кріплення датчика перетворювача. Останній містить постійний магніт з котушкою індуктивності і генерує послідовні імпульси синусоїдальної форми з частотою, яка пропорційна кутовій швидкості проміжної зубчастої шестерні, помноженої на число її зубців, і відповідно, пропорційно частоті обертання валу гальмівного шківів.

Аналого-цифровий перетворювач порівнює вхідні імпульси від первинного перетворювача з імпульсами кварцового генератора і відображає результат вимірів частоти обертання у вигляді цифрового значення на люмінесцентному табло.

Диференціатор призначений для аналогового диференціювання вхідної напруги, яка пропорційна швидкості зміни уповільнення гальмівного шківів.

Електрична структурна схема цифрового електронного пристрою ИМД-ЦМ наведена на рис. 3.7.

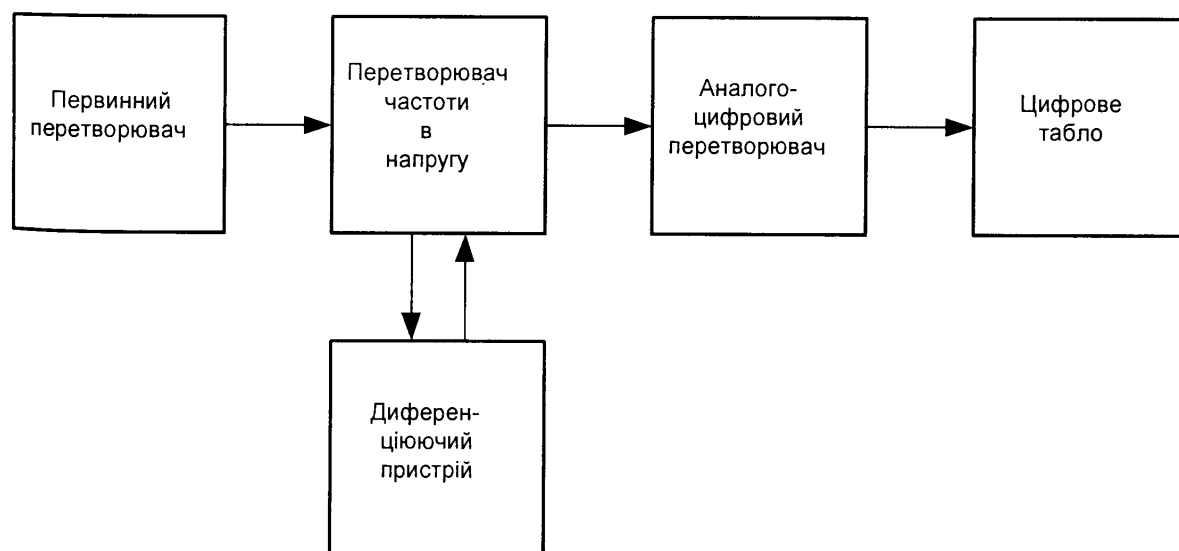


Рис 3.7 Електрична структурна схема цифрового електронного пристрою ИМД-ЦМ

### 3.4.3. Вимірювання спрацювання робочих поверхонь фрикційних накладок.

При дослідженні в лабораторних умовах інтенсивності спрацювання внутрішніх і зовнішніх поверхонь фрикційних накладок нетрадиційного стрічково-колодкового гальма використовувалися датчики резисторного типу.

На рис. 3.8 наведена будова датчика даного типу. Точність вимірювання спрацювання цим датчиком дещо нижче, порівняно з іншими методами вимірювання (ультрахвильовим, електричним, електромагнітним, магнітним, газовим і т.д.), однак основною його перевагою є простота і надійність, що важливо при дослідженнях. Опір датчика вимірювався з допомогою електронного цифрового вольтметра. Для вимірювання спрацювання зовнішньої і внутрішньої поверхонь фрикційної накладки використовувалися окремі датчики.

Принцип роботи датчика базується на зменшенні опору  $R$  резисторного шару (графітного стержня) при зменшенні його довжини  $l$  внаслідок спрацювання матеріалу зовнішньої і внутрішньої поверхонь фрикційної накладки.

Для оцінки інтенсивності спрацювання внутрішніх і зовнішніх поверхонь фрикційних накладок встановлювались різні натяги збігаючої гілки гальмівної стрічки на модельному стенді при вазі в 400; 500; 600; 700 та 800 Н на навантажувальному пристрої. При цьому частота обертання гальмівного шківів змінювалась від 50 до 200  $\text{хв}^{-1}$ . Після 150-ти гальмувань вимірювалось спрацювання внутрішньої і зовнішньої поверхонь фрикційних накладок в трьох точках [57].

Розроблена методика експериментальних досліджень теплового навантаження нетрадиційного стрічково-колодкового гальма в лабораторних умовах дозволяє перейти до розгляду результатів їхніх випробувань.

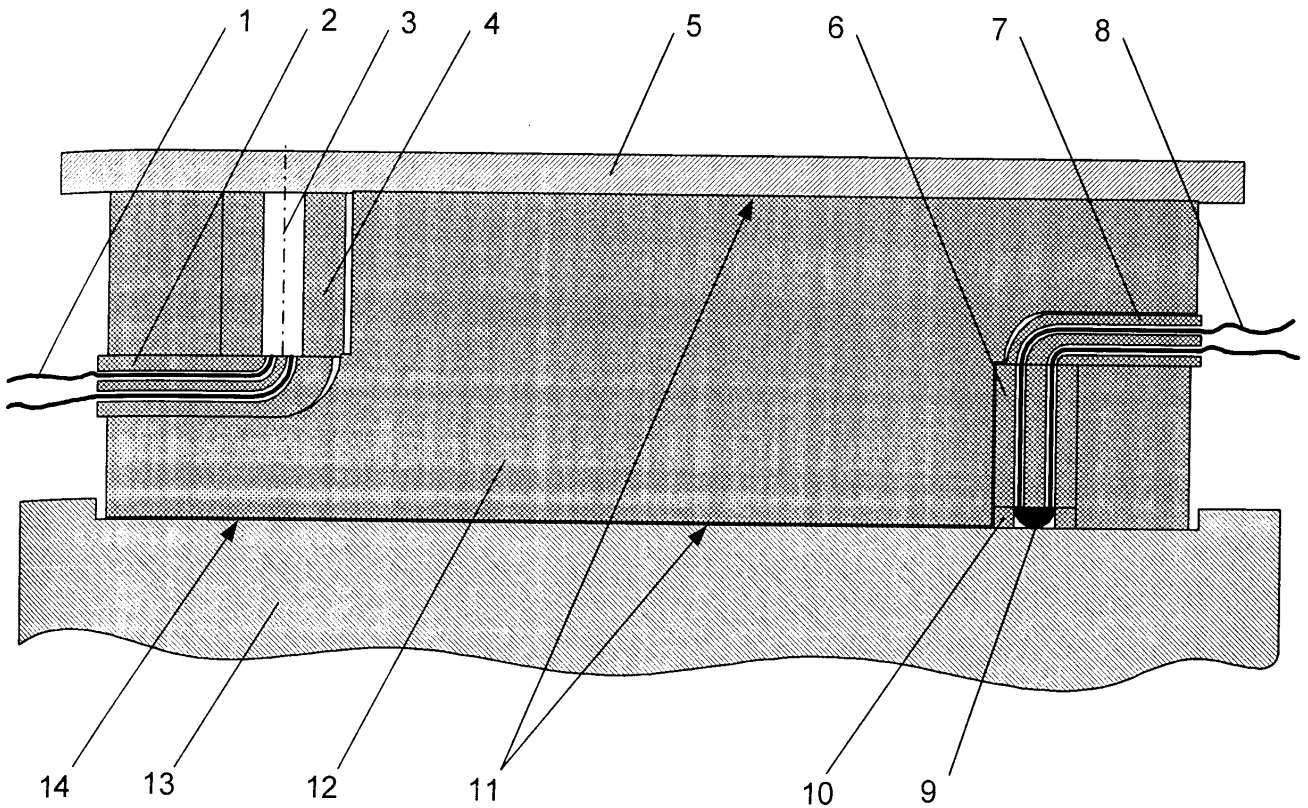


Рис 3.8 Фрикційний вузол з термоелектродами термопар і датчиками спрацювання поверхонь фрикційної накладки: 1 – виводи датчика спрацювання; 2, 4, 7 – ізоляційні втулки; 3 – графітовий стрижень; 5 – гальмівна стрічка; 6 – двоканальна керамічна трубка; 8 – виводи термоелектродів; 9 – головки термопар; 10 – обмежуваче кільце; 11, 12 – фрикційна накладка з робочими поверхнями; 13, 14 – гальмівний шків з робочою поверхнею

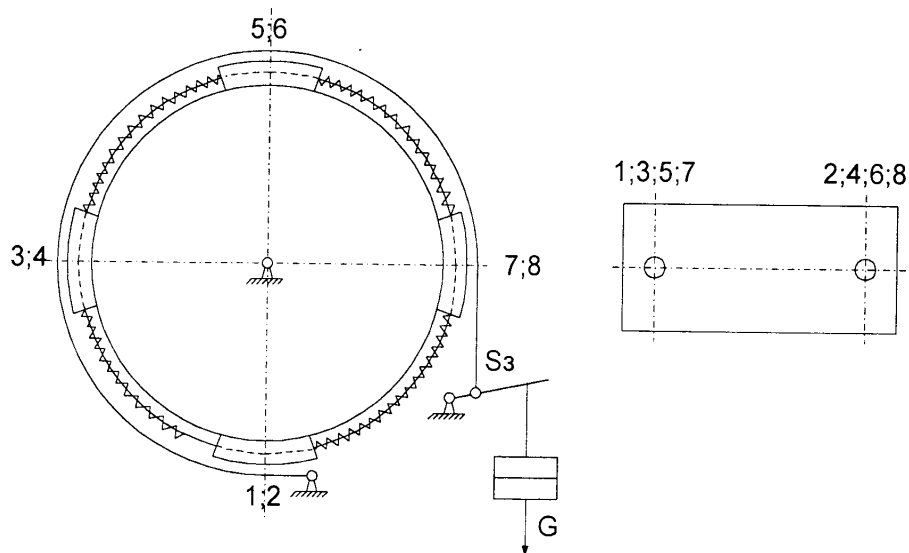


Рис. 3.9 Схема розташування термопар (подвійних) у чотирьох фрикційних накладках, встановлених на шків гальма.

3.4.4. Встановлення термопар в робочі деталі гальма та вимірювання їхнього теплового стану.

Вимірювання поверхневих температур зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічково-колодочного гальма з рухомими фрикційними накладками проводилось з допомогою хромель-копелевих термопар.

При даній конструкції фрикційних вузлів нетрадиційного гальма можливі наступні варіанти встановлення термопар у його деталі: крізь тіло металевих фрикційних елементів (стрічка переміщується, а шків обертається); крізь тіло фрикційних накладок, що обертаються. При встановленні термопар у деталі, які обертаються, необхідно вимірювання терморушійних сил, що виникають в наслідок тертя зовнішніх і внутрішніх пар тертя, виконувати з допомогою токознімальних пристроїв. Тому було прийнято рішення про встановлення і підключення термопар до вузлів гальма, що рухаються. У серійному стрічково-колодковому гальмі таким вузлом є гальмівна стрічка з закріпленими на ній фрикційними накладками, а у нетрадиційному гальмі – гальмівна стрічка. Виходячи з вищенаведеного прийшлося давати оцінку теплонавантаженості внутрішніх фрикційних вузлів на модельному серійному стрічково-колодковому гальмі, а зовнішніх фрикційних вузлів – на модельному стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками. При цьому режими навантажень фрикційних вузлів були однакові, тобто гальмування до повної зупинки шківа. Як у першому, так і у другому гальмі оцінка теплонавантаженості внутрішніх і зовнішніх фрикційних вузлів давалася для фрикційних накладок, які знаходились під набігаючою гілкою стрічки і попадали під неї при завершенні гальмування.

На рис. 3.8 наведена схема розміщення термоелектродів термопар у фрикційній накладці стрічково-колодкового гальма. Двоканальна керамічна трубка 6 встановлена в отвір фрикційної накладки 12 і вмонтована майже заподлицо її робочій поверхні 11. У трубці 6 діаметром 4,0 мм проведені

термоелектроди термопари 8, виготовлені з хромель-копелевої проволочки діаметром 0,5 мм. Додатнім термоелектродом є хромелева проволочка, а від'ємним – копелева проволочка. Головка термопари 9, яка взаємодіє з робочою поверхньою 14 гальмівного шківця 13, виконана у вигляді сфери діаметром 3,0 мм і встановлена у обмежувальне кільце 10. Останнє запобігає виходу з ладу головки термопари 9 і сприяє її роботі до повного зношення.

У якості приклада на рис. 3.9 наведена схема розташування термопар (подвійних) у чотирьох фрикційних накладках, встановлених на шківці гальма.

На рис. 3.10 а показані термопари з термоелектродами при їхньому встановленні в тіло фрикційних накладок. Встановлення термопари з термоелектродами в тіло гальмівної стрічки наведено на рис. 3.10 б.

Розроблена методика експериментальних досліджень теплового навантаження нетрадиційного стрічково-колодкового гальма в лабораторних умовах дозволяє перейти до розгляду результатів їхніх випробовувань.

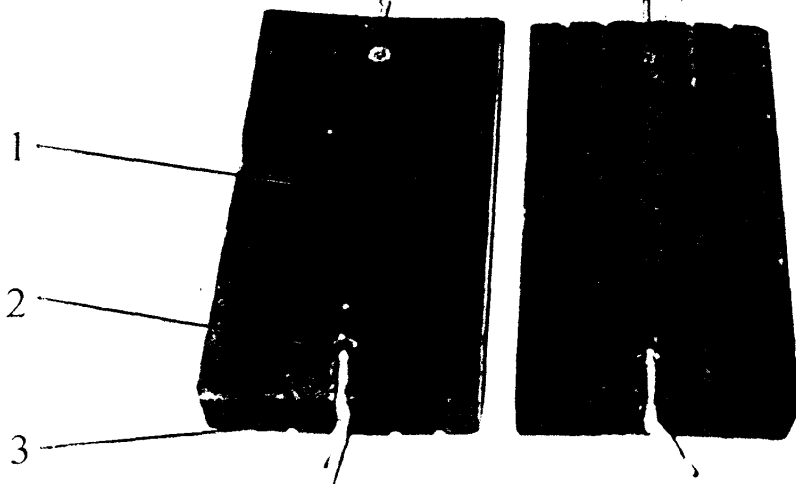
### 3.5. Результати експериментальних досліджень теплонавантаженості гальма

#### 3.5.1. При природному охолодженні.

Для визначення коефіцієнтів тепловіддачі від робочої поверхні шківця, яка неперекрита фрикційними накладками, та їх боковими поверхнями при поперечному омиванні повітрям і зовнішніми поверхнями накладок і внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки при повздовжньому омиванні повітрям, необхідно мати банк даних про їхні поверхневі температури.

Накладки в кількості, відповідно, чотири, шість і вісім штук з натягом були посаджені на поверхню гальмівного шківця з допомогою биндажу. В якості об'єктів досліджень були обрані наступні фрикційні накладки: 1, 2, 3, 4; 1, 3, 4, 6 і 1, 4, 5, 8. Вказані накладки ніби є початком і кінцем гальмівної стрічки попадаючи, відповідно, під її набігаючу і збігаючу гілки, які на першій і третій

a)



б)

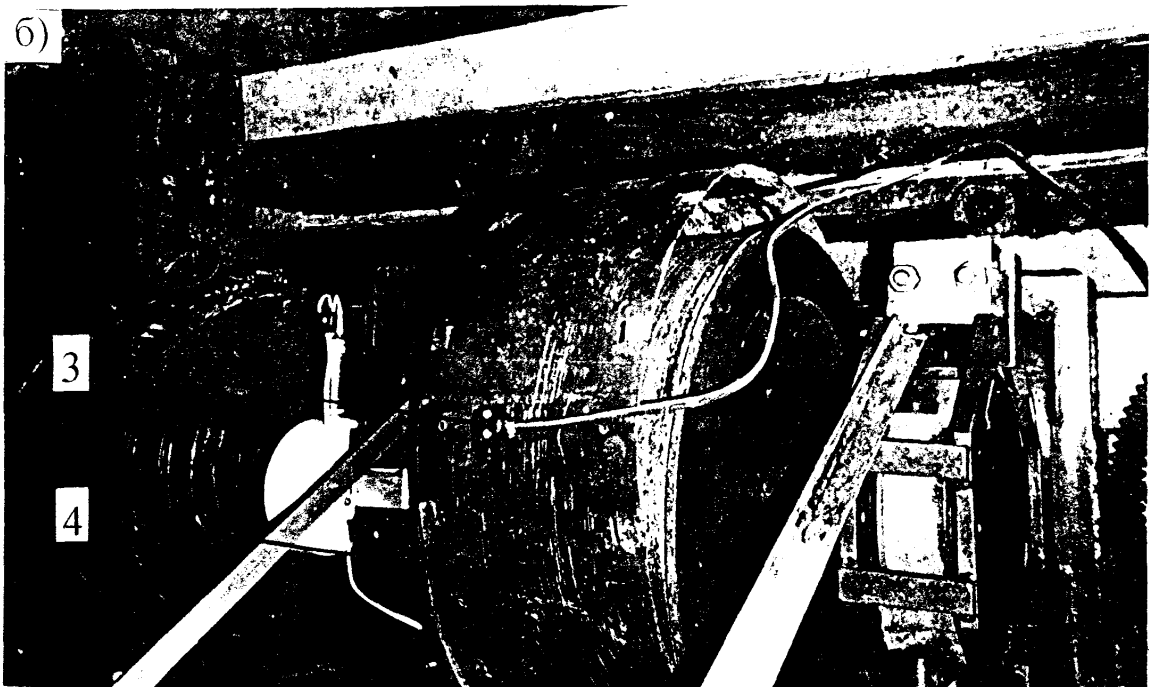


Рис. 3.10 а, б Встановлення хромель-копелевих термопар в тіло фрикційних накладок (а) і на гальмівній стрічці (б) модельного стрічково-колодкового гальма: 1, 2 – фрикційні накладки і отвори в них; 3 – хромель-копелеві термопари; 4 – гальмівна стрічка.



стадіях гальмування ведуть себе по-різному. Зупинимося спочатку на аналізі експериментальних даних, які стосуються питомих навантажень, що діють на зовнішні і внутрішні пари тертя фрикційних вузлів гальма. Статистична обробка результатів експериментальних досліджень динамічної навантаженості при природному охолодженні зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, згідно з вимогами РД-50-690-89, при довірливій вірогідності 0,95 була виконана з допомогою програми, наведеної в додатку В. Результати розрахунків наведені в додатку Г. Проведемо аналіз результатів експериментальних досліджень, які наведені в табл. 3.3 та продемонструємо загальні закономірності зміни питомих навантажень на вказаних поверхнях накладок в залежності від коефіцієнтів взаємного перекриття гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок та їхніх внутрішніх поверхонь робочою поверхнею гальмівного шківа.

Згідно табл. 3.3 збільшення коефіцієнта взаємного перекриття гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок в інтервалі від 1-го до 150-го циклічного гальмування при натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки 400 і 800 Н приводить до зменшення питомих навантажень на їхніх взаємодіючих поверхнях.

Найбільша різниця питомих навантажень для зовнішніх поверхонь фрикційних накладок досягла 0,58 МПа між другою і четвертою накладками бандажу, що складався з чотирьох накладок, при 25-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 800 Н. Мінімальна різниця питомих навантажень склала 0,005 МПа між першою і восьмою накладками бандажу, що мав з 8-ім накладок, при 150-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки 400 Н.

Та ж закономірність зміни питомих навантажень мала місце і на внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів гальма. Але останні були в середньому більше на величину 0,1 МПа, ніж на зовнішніх парах тертя, що і забезпечило ефективну роботу гальма на третій стадії гальмування. В цьому

Таблиця 3.3

Результати експериментальних досліджень динамічної і теплової навантаженості при природному охолодженні зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками

Кількість гальмувань	Питомі навантаження, МПа на поверхнях фрикційних накладок				Температури, °С робочих поверхонь фрикційних накладок				гальмівної стрічки або шківів
	<u>1</u>	<u>2</u>	<u>3</u>	<u>4</u>	<u>1</u>	<u>2</u>	<u>3</u>	<u>4</u>	
	1	3	4	6	1	3	4	6	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Зовнішні фрикційні вузли, натяг збігаючої гілки стрічки $S_{зб} = 400$ Н									
25	<u>0,19</u>	<u>0,46</u>	<u>0,43</u>	<u>0,17</u>	<u>85</u>	<u>155</u>	<u>145</u>	<u>70</u>	75
	<u>0,15</u>	<u>0,37</u>	<u>0,35</u>	<u>0,13</u>	<u>70</u>	<u>130</u>	<u>115</u>	<u>55</u>	
	0,106	0,29	0,27	0,098	55	100	85	45	
50	<u>0,18</u>	<u>0,45</u>	<u>0,42</u>	<u>0,17</u>	<u>150</u>	<u>240</u>	<u>220</u>	<u>125</u>	110
	<u>0,14</u>	<u>0,36</u>	<u>0,34</u>	<u>0,13</u>	<u>115</u>	<u>190</u>	<u>175</u>	<u>115</u>	
	0,1	0,28	0,26	0,095	95	145	120	85	
75	<u>0,17</u>	<u>0,43</u>	<u>0,38</u>	<u>0,16</u>	<u>255</u>	<u>315</u>	<u>265</u>	<u>220</u>	155
	<u>0,13</u>	<u>0,35</u>	<u>0,32</u>	<u>0,12</u>	<u>195</u>	<u>240</u>	<u>215</u>	<u>175</u>	
	0,1	0,27	0,24	0,09	135	185	155	125	
100	<u>0,16</u>	<u>0,43</u>	<u>0,37</u>	<u>0,15</u>	<u>310</u>	<u>375</u>	<u>325</u>	<u>300</u>	185
	<u>0,12</u>	<u>0,34</u>	<u>0,31</u>	<u>0,11</u>	<u>235</u>	<u>285</u>	<u>240</u>	<u>225</u>	
	0,09	0,27	0,24	0,085	185	220	190	175	
125	<u>0,15</u>	<u>0,42</u>	<u>0,37</u>	<u>0,14</u>	<u>355</u>	<u>475</u>	<u>370</u>	<u>340</u>	215
	<u>0,12</u>	<u>0,34</u>	<u>0,30</u>	<u>0,11</u>	<u>285</u>	<u>320</u>	<u>285</u>	<u>250</u>	
	0,09	0,26	0,23	0,08	210	245	220	195	
150	<u>0,14</u>	<u>0,40</u>	<u>0,35</u>	<u>0,13</u>	<u>410</u>	<u>505</u>	<u>435</u>	<u>375</u>	250
	<u>0,11</u>	<u>0,33</u>	<u>0,29</u>	<u>0,10</u>	<u>310</u>	<u>350</u>	<u>330</u>	<u>285</u>	
	0,08	0,25	0,22	0,075	240	265	245	220	

Продовження табл. 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Зовнішні фрикційні вузли, натяг збігаючої гілки стрічки $S_{зб} = 800 \text{ Н}$									
25	<u>0,36</u>	<u>0,92</u>	<u>0,85</u>	<u>0,34</u>	<u>155</u>	<u>230</u>	<u>210</u>	<u>150</u>	110
	<u>0,29</u>	<u>0,75</u>	<u>0,69</u>	<u>0,27</u>	<u>115</u>	<u>180</u>	<u>160</u>	<u>105</u>	
	0,205	0,58	0,53	0,195	90	140	125	80	
50	<u>0,35</u>	<u>0,90</u>	<u>0,83</u>	<u>0,32</u>	<u>240</u>	<u>270</u>	<u>255</u>	<u>205</u>	140
	<u>0,28</u>	<u>0,73</u>	<u>0,67</u>	<u>0,25</u>	<u>185</u>	<u>210</u>	<u>200</u>	<u>155</u>	
	0,2	0,56	0,52	0,185	140	160	150	120	
75	<u>0,34</u>	<u>0,88</u>	<u>0,80</u>	<u>0,31</u>	<u>315</u>	<u>355</u>	<u>325</u>	<u>280</u>	190
	<u>0,27</u>	<u>0,71</u>	<u>0,65</u>	<u>0,24</u>	<u>240</u>	<u>275</u>	<u>250</u>	<u>215</u>	
	0,195	0,55	0,50	0,175	185	210	190	165	
100	<u>0,33</u>	<u>0,85</u>	<u>0,78</u>	<u>0,30</u>	<u>375</u>	<u>415</u>	<u>390</u>	<u>340</u>	225
	<u>0,26</u>	<u>0,69</u>	<u>0,63</u>	<u>0,23</u>	<u>285</u>	<u>320</u>	<u>300</u>	<u>260</u>	
	0,19	0,53	0,49	0,17	220	245	230	200	
125	<u>0,32</u>	<u>0,82</u>	<u>0,75</u>	<u>0,28</u>	<u>475</u>	<u>530</u>	<u>510</u>	<u>440</u>	265
	<u>0,25</u>	<u>0,67</u>	<u>0,61</u>	<u>0,22</u>	<u>370</u>	<u>400</u>	<u>390</u>	<u>345</u>	
	0,18	0,51	0,47	0,16	270	310	300	265	
150	<u>0,30</u>	<u>0,80</u>	<u>0,72</u>	<u>0,26</u>	<u>505</u>	<u>590</u>	<u>550</u>	<u>490</u>	305
	<u>0,24</u>	<u>0,65</u>	<u>0,59</u>	<u>0,21</u>	<u>395</u>	<u>440</u>	<u>420</u>	<u>380</u>	
	0,17	0,50	0,45	0,15	300	340	325	290	
Внутрішні фрикційні вузли, натяг збігаючої гілки стрічки $S_{зб} = 400 \text{ Н}$									
25	<u>0,35</u>	<u>0,64</u>	<u>0,59</u>	<u>0,35</u>	<u>65</u>	<u>135</u>	<u>155</u>	<u>50</u>	60
	<u>0,27</u>	<u>0,52</u>	<u>0,48</u>	<u>0,27</u>	<u>50</u>	<u>105</u>	<u>120</u>	<u>40</u>	
	0,20	0,40	0,37	0,20	40	90	80	35	
50	<u>0,35</u>	<u>0,62</u>	<u>0,58</u>	<u>0,34</u>	<u>130</u>	<u>240</u>	<u>205</u>	<u>100</u>	100
	<u>0,27</u>	<u>0,50</u>	<u>0,47</u>	<u>0,27</u>	<u>110</u>	<u>180</u>	<u>155</u>	<u>80</u>	
	0,20	0,39	0,36	0,195	80	140	120	60	
75	<u>0,34</u>	<u>0,60</u>	<u>0,56</u>	<u>0,33</u>	<u>230</u>	<u>295</u>	<u>255</u>	<u>205</u>	150
	<u>0,26</u>	<u>0,49</u>	<u>0,45</u>	<u>0,26</u>	<u>175</u>	<u>235</u>	<u>210</u>	<u>160</u>	
	0,20	0,38	0,35	0,19	130	180	160	120	

Продовження табл. 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
100	<u>0,33</u>	<u>0,59</u>	<u>0,54</u>	<u>0,32</u>	<u>280</u>	<u>345</u>	<u>295</u>	<u>270</u>	185
	<u>0,26</u>	<u>0,48</u>	<u>0,44</u>	<u>0,25</u>	<u>220</u>	<u>265</u>	<u>230</u>	<u>210</u>	
	0,19	0,37	0,34	0,185	165	200	180	160	
125	<u>0,32</u>	<u>0,57</u>	<u>0,53</u>	<u>0,31</u>	<u>375</u>	<u>430</u>	<u>395</u>	<u>390</u>	240
	<u>0,25</u>	<u>0,46</u>	<u>0,43</u>	<u>0,24</u>	<u>290</u>	<u>335</u>	<u>310</u>	<u>300</u>	
	0,19	0,36	0,33	0,18	220	265	235	210	
150	<u>0,31</u>	<u>0,56</u>	<u>0,51</u>	<u>0,30</u>	<u>440</u>	<u>515</u>	<u>500</u>	<u>450</u>	300
	<u>0,24</u>	<u>0,45</u>	<u>0,42</u>	<u>0,23</u>	<u>345</u>	<u>390</u>	<u>380</u>	<u>350</u>	
	0,18	0,35	0,32	0,17	265	310	295	260	
Внутрішні фрикційні вузли, натяг збігаючої гілки стрічки $S_{зб} = 800 \text{ Н}$									
25	<u>0,54</u>	<u>1,12</u>	<u>1,01</u>	<u>0,52</u>	<u>110</u>	<u>135</u>	<u>190</u>	<u>100</u>	80
	<u>0,42</u>	<u>0,88</u>	<u>0,81</u>	<u>0,42</u>	<u>85</u>	<u>105</u>	<u>140</u>	<u>80</u>	
	0,3	0,68	0,63	0,3	65	110	80	60	
50	<u>0,52</u>	<u>1,06</u>	<u>0,99</u>	<u>0,51</u>	<u>160</u>	<u>220</u>	<u>195</u>	<u>155</u>	110
	<u>0,41</u>	<u>0,86</u>	<u>0,79</u>	<u>0,40</u>	<u>120</u>	<u>170</u>	<u>150</u>	<u>125</u>	
	0,3	0,66	0,62	0,28	95	130	110	90	
75	<u>0,51</u>	<u>1,04</u>	<u>0,96</u>	<u>0,49</u>	<u>215</u>	<u>270</u>	<u>230</u>	<u>210</u>	170
	<u>0,40</u>	<u>0,84</u>	<u>0,77</u>	<u>0,38</u>	<u>170</u>	<u>210</u>	<u>185</u>	<u>165</u>	
	0,29	0,65	0,60	0,27	165	190	175	155	
100	<u>0,50</u>	<u>1,02</u>	<u>0,93</u>	<u>0,48</u>	<u>220</u>	<u>300</u>	<u>265</u>	<u>215</u>	225
	<u>0,39</u>	<u>0,82</u>	<u>0,75</u>	<u>0,37</u>	<u>180</u>	<u>235</u>	<u>210</u>	<u>170</u>	
	0,29	0,64	0,59	0,26	215	250	230	200	
125	<u>0,49</u>	<u>0,99</u>	<u>0,90</u>	<u>0,46</u>	<u>440</u>	<u>505</u>	<u>485</u>	<u>430</u>	280
	<u>0,38</u>	<u>0,80</u>	<u>0,73</u>	<u>0,36</u>	<u>340</u>	<u>390</u>	<u>370</u>	<u>320</u>	
	0,28	0,62	0,57	0,26	260	300	285	255	
150	<u>0,47</u>	<u>0,96</u>	<u>0,88</u>	<u>0,44</u>	<u>550</u>	<u>645</u>	<u>630</u>	<u>520</u>	360
	<u>0,37</u>	<u>0,78</u>	<u>0,71</u>	<u>0,35</u>	<u>390</u>	<u>495</u>	<u>480</u>	<u>435</u>	
	0,27	0,60	0,55	0,25	340	380	370	325	

випадку найбільша різниця питомих навантажень дорівнювала 0,60 МПа і також спостерігалась між другою і четвертою накладками бандажу, який складається з 4-ох накладок при 25-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 800 Н. Мінімальна різниця питомих навантажень склала 0,01 МПа і мала місце між першою і восьмою накладками бандажу, який складається з 8-ми накладок при 150-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 400 Н.

На закони взаємодії зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок нетрадиційного гальма з гальмівною стрічкою та зі шківом на першій та третій стадіях гальмування впливають не тільки режими гальмування, але й зміна їхніх поверхневих температур. Статистична обробка результатів експериментальних досліджень теплової навантаженості при природному охолодженні зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, згідно з вимогами РД-50-690-89, при довірливій вірогідності 0,95 була виконана з допомогою програми, наведеної в додатку Д. Результати розрахунків наведені в додатках Е і Ж.

Встановлено, що температурне поле накладок, які в тангенціальному напрямку нерухомі (після завершення третьої стадії гальмування), уподібнено до епюри питомих навантажень: максимальні температури внутрішніх поверхонь тертя накладок спостерігаються під набігаючою гілкою стрічки, мінімальні – на збігаючій, тобто  $\Delta t$  (підвищення температури внутрішніх поверхонь накладок) для накладок обох гілок стрічки різне. Вказана різниця тим більше, чим більше навантаженим є гальмо. Тому повний контакт спряжених поверхонь буде досягнутий раніше на набігаючій гілці стрічки, ніж на збігаючій. Крім того, спрацювання внутрішніх поверхонь фрикційних накладок буде компенсуватися за рахунок теплового розширення діаметра поверхні тертя гальмівного шківа, що забезпечує ще більш повне прилягання вказаних поверхонь.

Стосовно взаємодії зовнішніх поверхонь фрикційних накладок з внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки при її зтяжці на першій стадії гальмування, то поверхневі температури окремих накладок є майже однаковими. Пояснюється це тим, що в даному випадку невілюється поняття набігаючої та збігаючої гілок стрічки внаслідок того, що фрикційні накладки сповільнено обертаються разом зі шківом під гальмівною стрічкою.

Що стосується теплонавантаженості зовнішньої і внутрішньої поверхонь накладок, що взаємодіють, відповідно, з робочими поверхнями гальмівної стрічки і шківа при природному їхньому охолодженні під час першої і третьої стадій гальмування, то мали місце наступні закономірності їхньої зміни.

При збільшенні коефіцієнта взаємного перекриття гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок в інтервалі від 1-го до 150-го циклічного гальмування при натягах збігаючої гілки гальмівної стрічки 400 і 800 Н спостерігалось зменшення поверхневих температур на їхніх взаємодіючих поверхнях. Найбільша різниця поверхневих температур дорівнювала 100 °С і мала місце між другою і четвертою накладками бандажу, який складався з 4-ох накладок, при 150-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 800 Н. Мінімальна різниця поверхневих температур склала 10 °С між першою і восьмою накладками бандажу, який мав 8-ім накладок, при 25-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 400 Н. Та сама закономірність зміни поверхневих температур спостерігалась на внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів гальма. Найбільша різниця поверхневих температур дорівнювала 110 °С і була досягнута між другою і четвертою накладками бандажу, який складався з 4-ох накладок, при 150-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 800 Н. Мінімальна різниця поверхневих температур склала 5 °С між першою і восьмою накладками бандажу, який мав 8-ім накладок, при 25-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 400 Н. Закономірності зміни питомих навантажень і поверхневих температур при натягу гальмівної стрічки  $S_n = 800$  Н при природному охолодженні для

зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок після 75-го та 150-го гальмувань для бандажу з 8-ми накладок наведені на рис. 3.11 а, б.

Нагрівання гальмівної стрічки при циклічних гальмуваннях (до 150-ти) і двох режимах натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки 400 і 800 Н відрізняється тільки на 55 °С (305 °С - 250 °С), а гальмівного шківа – на 60 °С. І це при тому, що нагрівання гальмівного шківа у часі відбувається майже у три рази довше, ніж гальмівної стрічки. Пояснюється це тим, що металоемність гальмівного шківа в сотні разів перевищує металоемність гальмівної стрічки. Але остання, знаходячись в замкненому стані, сприяє інтенсифікації поперечного омивання повітрям елементів гальма. Сукупне омивання повітрям (поперечне і повздовжнє) елементів гальма має місце при розімкненому його стані.

Для оцінки теплообміну зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма необхідно мати наступні данні:

- усереднені температури зовнішніх і внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма;
- значення тиску і температури повітря в зазорах між: боковими зовнішніми поверхнями фрикційних накладок і внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки;
- значення коефіцієнтів втрат механічної енергії потоку повітря на: вхід в зазори і вихід з них; тертя; прискорення і вихроутворення потоку повітря в ньому в залежності від температур зовнішніх фрикційних вузлів і робочої поверхні гальмівного шківа;
- кількість повітря, яка омиває робочі поверхні шківа, що неперекриті фрикційними накладками, і їхні бокові поверхні (поперечне омивання повітрям) і зовнішні поверхні накладок і внутрішню поверхню гальмівної стрічки (повздовжнє омивання повітрям);
- поперечна і повздовжня кількість змін омиваючого повітря.

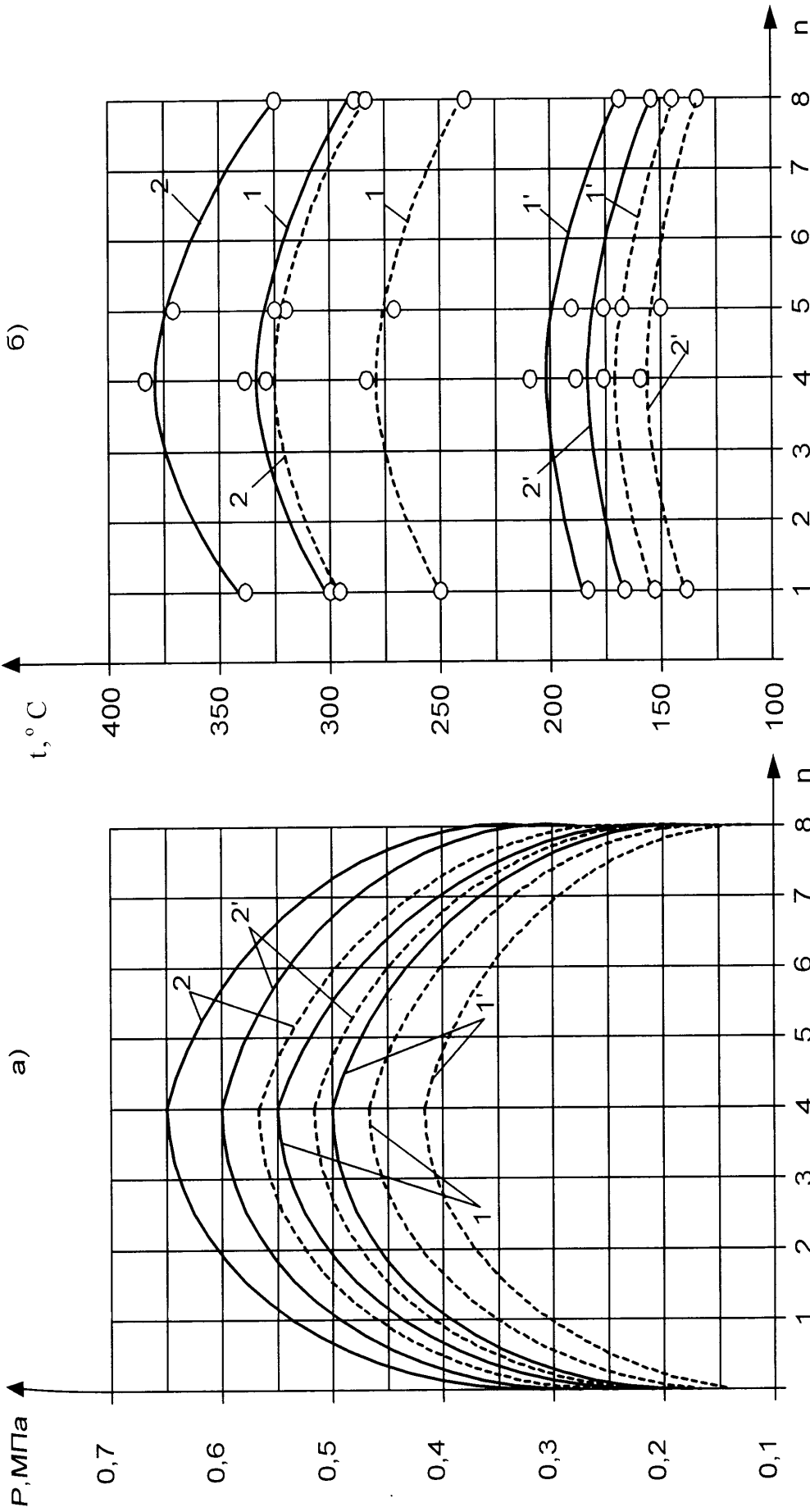


Рис. 3.11 а, б Закономірності зміни питомих навантажень (а) і поверхневих температур (б) на зовнішніх (1) і внутрішніх (2) поверхнях фрикційних накладок при природному (—) та примусовому (----) охолодженні тепловими трубами після 75-го (криві 1 і 2) та 150-го (криві 1' і 2') гальмувань для бандажу з 8-ми накладок при натязі гальмівної стрічки  $S_n = 800 \text{ Н}$



Вірну оцінку теплообміну можна дати тільки в тому випадку, якщо буде визначена кількість повітря, яка омиває фрикційні вузли гальма.

Але природне охолодження зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма не є достатньо ефективним і тому перейдемо до оцінки їхньої роботи при примусовому охолодженні.

### 3.5.2. При примусовому охолодженні.

Перейдемо до експериментальних досліджень системи для зниження теплонавантаженості пар тертя гальма з обертальними фрикційними накладками, наведеної на рис. 2.11. На рис. 3.12 а, б, в у збільшеному масштабі у порівнянні з рис. 2.11 проілюстровані розбірна циліндрична труба, а також схеми з'єднання торців теплопровідних труб у фрикційній накладці, відповідно, з боку робочих поверхонь гальмівного шківа і гальмівної стрічки.

В кожену накладку 4 (рис. 2.11) з боку набігаючої (а) і збігаючої (б) частин поверхні по її довжині встановлено два ряди по шість циліндричних труб 7 змінного поперечного перерізу (рис. 3.12). Труби 7 в накладки встановлювались з допомогою різьбового з'єднання 8. Зовнішня поверхня труби 7 має розвинуту поверхню теплообміну, виконану у вигляді різьби. Торці 9 теплових труб 7 закриті теплопровідними гайками 10 і 11, які мають різні діаметри. В гайках 10 і 11 виконані напівпрорізи 12, в які встановлені з'єднуючі повздовжні 13 і поперечні 14 теплопровідні пластини. Теплові труби 7, що мають по зовнішньому діаметру змінний поперечний переріз, виконані з теплопровідного матеріалу, наприклад, сталі, заповнені на  $2/3$  об'єму теплоносієм, наприклад, метиловим спиртом, вакуумовані і герметизовані. Кожна тепла труба 7 має зони випаровування 15 і конденсації 16. Перпендикулярно поверхні теплової труби 7, за підлице внутрішньої і зовнішньої робочих поверхонь накладок встановлені теплопровідні пластини 13 і 14.

На рис. 3.13 наведені переобладнана фрикційна накладка з системою теплових труб і теплопровідних пластин (а) і схема з'єднання торців теплових

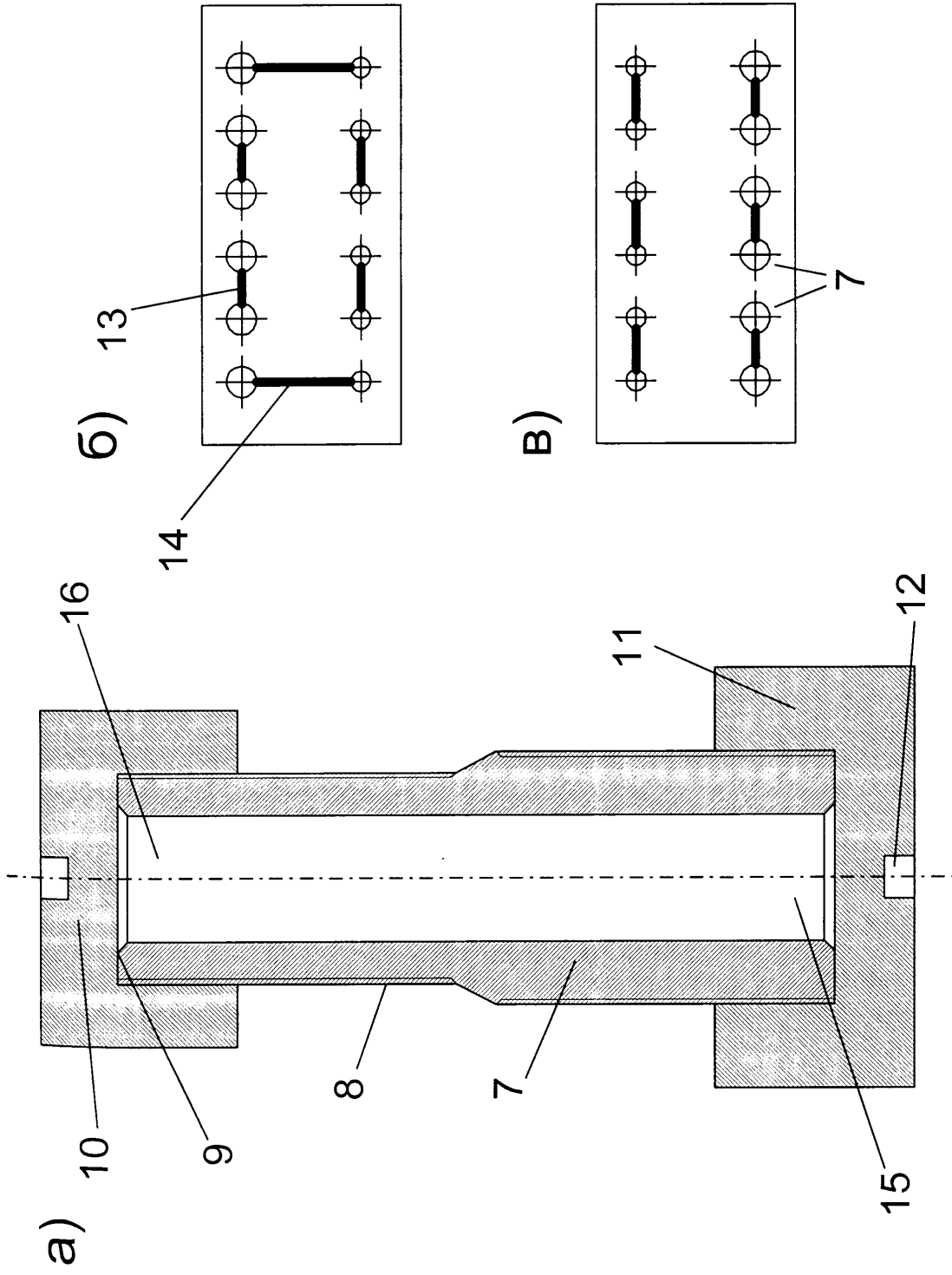


Рис. 3.12 а, б, в Розбірна циліндрична теплова труба (а) і схеми з'єднання торців теплових труб у фрикційній накладці з боку робочої поверхні гальмівного шківa (б) і гальмівної стрічки (в). Позначення до рис. 3.12 аналогічні позначенням до рис. 2.11.

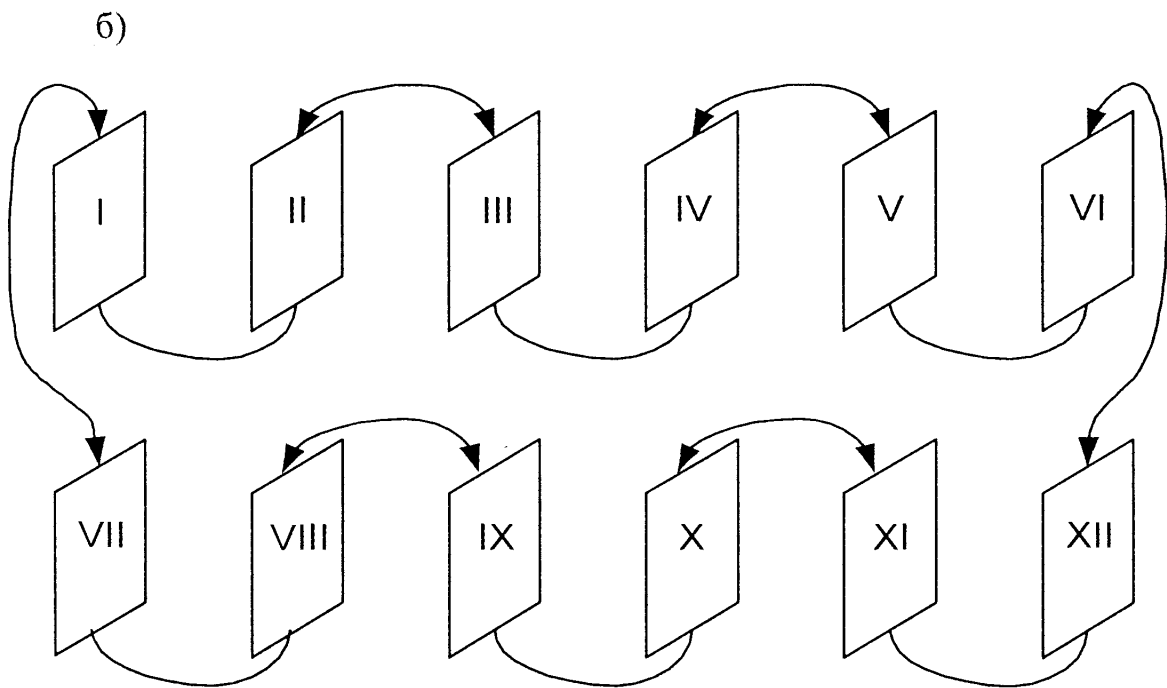
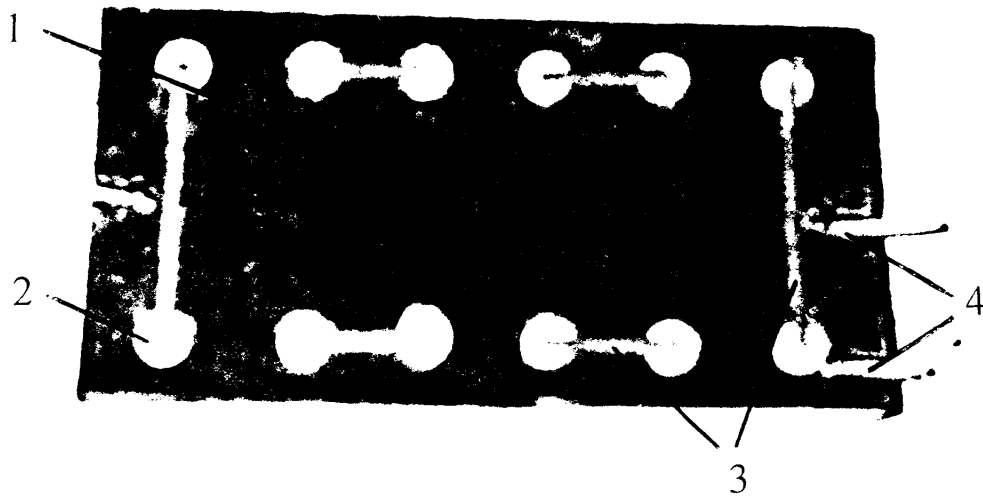


Рис. 3.13 а, б Переобладнана фрикційна накладка з системою теплових труб з теплопровідними пластинами (а) і схема з'єднання торців теплових труб з теплопровідними пластинами (б): 1 – фрикційна накладка; 2 – торці теплових труб; 3 – теплопровідні пластини; 4 – термопари; I – XII – торці теплових труб.

труб з теплопровідними пластинами (б). З останнього рисунка випливає, що з'єднання торців теплових труб, що мають нумерацію від першої до дванадцятої, являє собою замкнену систему теплопередаючих пристроїв (з боку гальмівного шківа теплопровідні пластини показані у вигляді з'єднання зі стрілками).

Особливу актуальність мають дослідження процесів випаровуючо-конденсаційного теплообміну в теплових трубах, працюючих у полі відцентрових сил з теплоносієм, що переміщується. На рис. 3.14 проілюстровані положення теплових труб, вмонтованих у фрикційні накладки, що обертаються разом з гальмівним шківом. Положення А-Г теплових труб відповідають повороту гальмівного шківа на  $\pi/2$ , тобто коли вони розташовані радіально відносно його робочої поверхні. При цьому всі умовні позначення до теплової труби взяті з рис. 2.11 е. Всі перераховані положення теплової труби спочатку розглянемо для випадку, коли гальмо разімкнено і фрикційні накладки з системою теплових труб обертаються разом зі шківом. Даний випадок по часу є тривалим. Дослідимо окремо кожне положення теплової труби відносно гальмівного шківа.

Положення А теплової труби характеризується тим, що в зоні випаровування 15 знаходиться теплоносій, який, нагріваючись випаровується і у вигляді пари попадає в зону конденсації 16, де конденсується і по внутрішній поверхні труби повертається в зону випаровування 15. При цьому наявність інерційного прискорення сприяє більш швидкому переміщенню теплоносія, що випаровується, з зони випаровування 15 в зону конденсації 16. При такому положенні теплової труби відцентрові сили діють радіально, тобто перпендикулярно її осі.

Положення Б характеризується тим, що здійснюється поворот теплової труби на кут  $\pi/2$ , і вона займає горизонтальне положення. При цьому повний об'єм теплової труби поділений на два об'єми, один з яких займає зона випаровування 15, а другий – зона конденсації 16. При такому положенні

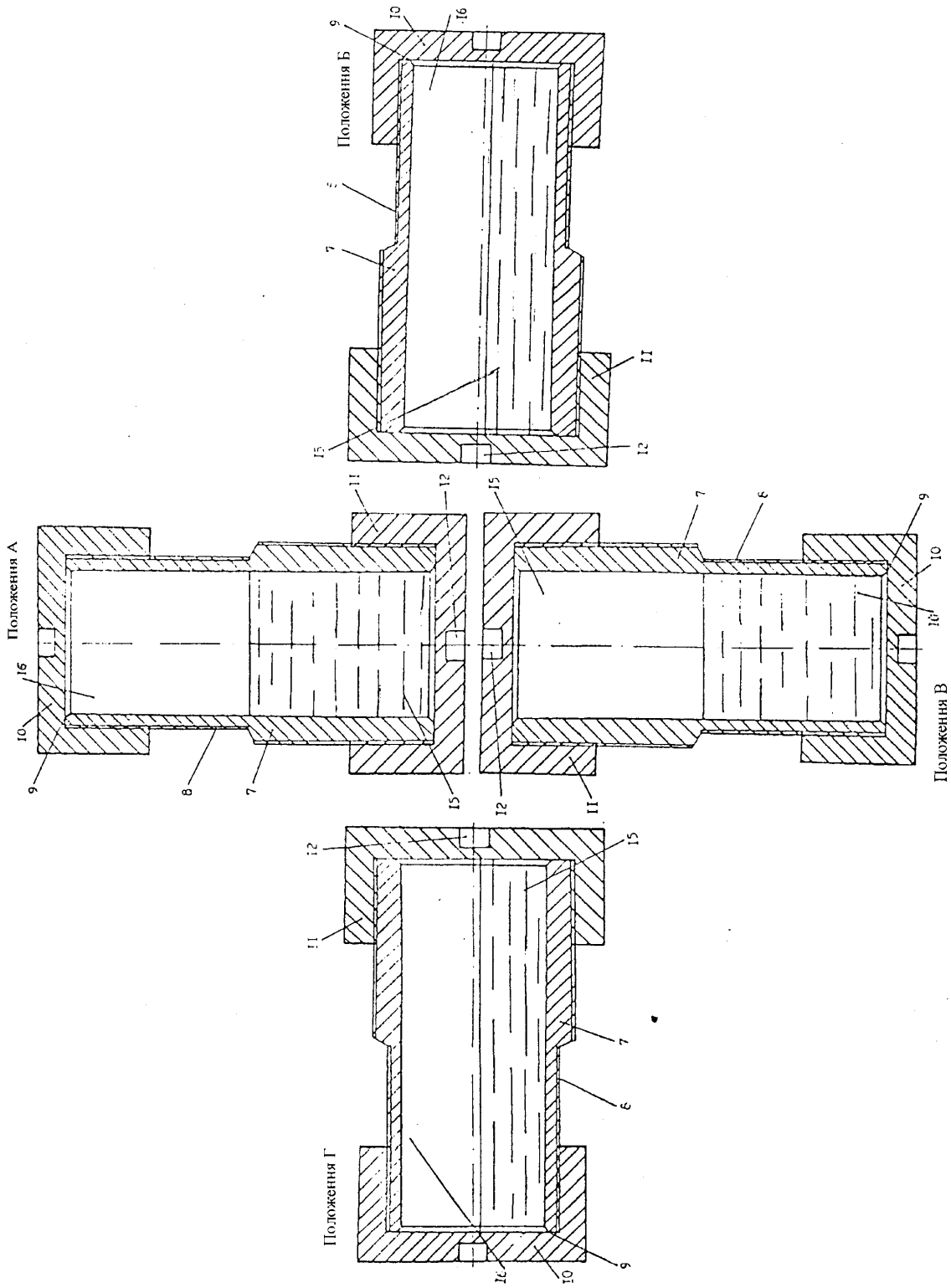


Рис.3.14 Положення теплових труб, що знаходяться в тілі фрикційних накладок, відносно гальмівного шківів при його повороті на  $\pi/2$

теплової труби відцентрові сили діють паралельно її осі, забезпечуючи переміщення конденсату в бік верхньої частини меншої теплопровідної гайки 10.

Положення В теплової труби характеризується тим, що з зони випаровування 15 теплоносій повністю попадає в зону конденсації 16, а відцентрові сили сприяють його фіксації на нетривалий проміжок часу. При такому положенні теплової труби відцентрові сили діють перпендикулярно її осі.

Положення Г нічим не відрізняється від положення Б, оскільки є його дзеркальним відображенням.

Розглянемо роботу теплових труб у процесі гальмування, який включає в себе три режими.

Перший (початковий). Робоча поверхня гальмівної стрічки 19 (див. рис. 2.11) взаємодіє з деякими зовнішніми робочими поверхнями 6 накладок 4, а також з зоною конденсації 16 теплових труб 7 і теплопровідними пластинами 13. Від теплопровідних гайок 10 меншого діаметра теплота передається стінкам теплових труб 7, від яких – теплоносію, що знаходиться в зоні випаровування 15. При цьому незначна кількість теплоти може передаватись від шківів 1 теплопровідній гайці 11, стінкам теплової труби 7 і теплоносію. Таким чином, в зоні випаровування 16 реалізується подвійний нагрів теплоносія (положення А теплової труби 7, див. рис. 3.14). В положеннях Б і Г теплової труби з її торців здійснюється підвід теплоти до теплоносія, причому в залежності від діаметра і товщини теплопровідних гайок і їхньої різної кількості. В цьому випадку половина об'єму теплової труби буде зоною конденсації 16. Положення В теплової труби характеризується тим, що зона конденсації 16 стає зоною випаровування, в якій знаходиться теплоносій. Підвід теплоти з двох торців теплових труб продовжується.

Другий (перехідний). Даний режим теплового навантаження теплових труб нічим суттєвим не відрізняється від першого. Різниця полягає в тому, що

помітно збільшується кількість теплоти, що поступає від внутрішніх пар тертя, яка перевищує кількість теплоти, що поступає від зовнішніх пар тертя.

Третій (заключний) режим гальмування обумовлений виключно взаємодією внутрішніх пар тертя, тобто саме від них передається теплота в зону випаровування 15 теплових труб 7.

При розробці теплових труб для охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками найбільш актуальними питаннями є: визначення такого значення частоти обертання гальмівного шківa, при якому відбувається перехід від стаціонарного режиму охолодження стінок труби до нестаціонарного, а також з'ясування характеру процесу теплопередачі в цьому перехідному режимі. При цьому особливу роль грає рівень заповнення теплової труби теплоносієм, який буває максимальним, середнім і мінімальним. Відомо, що при протіканні процесів випаровування в тонких плівках інтенсивність тепловіддачі вища, ніж у великому об'ємі, але вплив густини теплового потоку і тиску пари в цьому випадку є незначним. Між тим, при аналізі процесу теплопередачі в класичних відцентрових теплових трубах, в яких обертання, переважно, здійснюється відносно горизонтальної осі роблять припущення, що інтенсивність теплопередачі в тепловій трубі визначається тільки товщиною шару конденсату в зоні конденсації та диференціювання різних факторів по степені їхнього впливу на вказані процеси не виконують, що викликає певні труднощі при поясненні результатів експериментальних досліджень.

Необхідно також мати на увазі, що перехід від кипіння до випаровування з поверхні залежить не тільки від густини теплового потоку, але також і від тиску пари і величини інерційного прискорення. Із зниженням тиску пари і збільшенням перевантаження густина теплового потоку, при якій відбувається вказаний перехід, збільшується.

При виконанні розрахунків певні труднощі виникають при визначенні дійсної товщини шару конденсату на теплообмінних ділянках, оскільки вісь

труби має змінне положення відносно напрямку гравітаційних сил за один оборот гальмівного шківа. Деяким показником товщини шару в зоні конденсації може бути величина коефіцієнта теплопередачі при незначних теплових потоках і тисках пари, коли ефективну теплопровідність можна прийняти рівній табличному значенню теплопровідності води (теплоносія)  $\lambda$  при даній температурі. Так, при густині теплового потоку  $q = 2,0 \times 10^4$  Вт/м<sup>2</sup> і тиску  $p < 8,5 \times 10^{-2}$  бар, коефіцієнт теплопередачі в зоні конденсації приблизно дорівнює  $2200$  Вт/(м<sup>2</sup> × °С). Це відповідає термічному опору шару води товщиною  $\delta = \lambda / k = 0,66 / 2200 = 3,0 \times 10^{-4}$  м, що дорівнює приблизно середній для всієї труби товщині шару. Але відомо, що по розрахунках, виконаних для строго горизонтального розташування осі труби і кількості теплоносія, близького до оптимального, середня товщина шару в зоні конденсації на 30-35% перевищує середню для всієї теплової труби товщину шару теплоносія, а в зоні випаровування на 50-60% менше вказаної величини. При цьому можна стверджувати, що в даному випадку труба мала постійний нахил в бік зони випаровування, середню ж товщину шару можна оцінювати величиною  $(3-4) \times 10^{-4}$  м, при мінімальній товщині в тупиковій частині труби порядку  $1,5 \times 10^{-4}$  м. З цього випливає, що в тепловій трубі при товщині шару конденсату  $\delta > (1,5 - 3,0) \times 10^{-4}$  м тепловіддача при кипінні відбувається по закономірностям, що властиві великому об'єму, які визначаються емпіричним рівнянням [32]:

$$\alpha = 2,9 \cdot \sqrt[3]{1 + \lg p} \cdot q^{0,7}. \quad (3.6)$$

Формула (3.6) дійсна для режиму розвинутого бульбашкового кипіння рідини при тиску насичення до 1,0 бар.

Відомо, що теплові труби розраховуються, виходячи з теплового балансу, який описує осьовий переніс теплоти ( $\Delta Q$ ) з врахуванням її кількості, що підводиться до зон випаровування і конденсації і відводиться від них ( $Q_1$  і  $Q_2$ , відповідно), поглинається стінкою в указаних зонах ( $\Delta Q_3$  і  $\Delta Q_4$ ), а також передається від теплоносія до внутрішньої поверхні шляхом тепловіддачі



(коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$ ) в зоні конденсації ( $\Delta Q_5$ ). Крім того, необхідно враховувати кількість теплоти, яка передається від однієї теплової труби до другої прямокутною теплопровідною пластиною, тобто кондуктивною теплопровідністю, яка визначається з виразу:

$$Q_{\lambda} = \Delta T / R_{\lambda}, \quad (3.7)$$

де  $\Delta T$  – перепад поверхневих температур по довжині теплопровідної пластини,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$$R_{\lambda} = \frac{q}{\lambda \cdot a \cdot b^2} - \text{тепловий опір прямокутної пластини (} a - \text{ширина, } b -$$

висота) з коефіцієнтом теплопровідності її матеріалу  $\lambda$ ,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$ .

Експериментальні дослідження теплопередаючих пристроїв, вмонтованих у фрикційну накладку і без неї, проводились у три етапи.

Перший етап. До торців 1-ої і 7-ої теплових труб підводять зовнішнє джерело теплоти, вимірюючи при цьому температури торців 1-ої і 12-ої, а також 6-ої і 7-ої теплових труб. Це дає можливість визначити кількості теплоти, яка піде на нагрівання теплових труб і теплопровідних пластин.

Другий етап. Дослідження проводилися з 1-ою і 7-ою тепловими трубами, з'єднаними поперечною і повздовжньою теплопровідними пластинами. До них підводять зовнішнє джерело теплоти. При цьому теплові труби заповнені теплоносієм. Вимірюються температури торців кожної теплової труби, а також температури кінців повздовжніх теплопровідних пластин. Безперервно ведеться реєстрація тиску теплоносія в першій тепловій трубі.

Третій етап. Теплові труби, вмонтовані в фрикційну накладку, заповнюються теплоносієм. До торців 1-ої і 7-ої теплових труб підводиться зовнішнє джерело теплоти, при цьому вимірюються температури торців 1-ої і 6-ої, а також 7-ої і 12-ої теплових труб і тиск теплоносія в них.

Дослідження у всіх трьох етапах випробувань проводяться при температурах 100, 200, 300 і 400  $^{\circ}\text{C}$ . Імітація нагріву набігаючих дільниць

фрикційної накладки досягається шляхом збільшення подачі теплоти на 20% більше, ніж на її збігаючі дільниці.

Перейдемо до аналізу результатів експериментальних досліджень динамічної і теплової навантаженості при примусовому охолодженні тепловими трубами зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, статистична обробка яких була виконана з допомогою програм, наведених в додатках В і Д. Результати розрахунків наведені в табл. 3.4. Порядок проведення досліджень аналогічний дослідженням природного охолодження фрикційних вузлів гальма.

З аналізу табл. 3.3 та 3.4 встановлено, що використання примусового охолодження дозволило в середньому знизити теплонавантаженість зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів гальма, відповідно, на 17,1 і 16,7% в порівнянні з їхнім природним охолодженням.

Із збільшенням коефіцієнта взаємного перекриття гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок спостерігалось зменшення питомих навантажень на їхніх взаємодіючих поверхнях в інтервалі від 1-го до 150-го циклічного гальмування і натягах збігаючої гілки гальмівної стрічки 400 і 800 Н. Найбільша різниця питомих навантажень для зовнішніх поверхонь фрикційних накладок досягла 0,53 МПа між другою і четвертою накладками бандажу, який складався з чотирьох накладок, при 25-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 800 Н. Мінімальна різниця питомих навантажень склала 0,004 МПа між першою і восьмою накладками бандажу, який мав 8-ім накладок, при 150-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 400 Н.

Та ж картина, що і на зовнішніх парах тертя фрикційних вузлів мала місце і на внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів гальма, тобто збільшення коефіцієнта взаємного перекриття внутрішніми поверхнями фрикційних накладок робочої поверхні гальмівного шківів сприяло зменшенню питомих навантажень на їхніх взаємодіючих поверхнях. Але останні, в середньому, були

Таблиця 3.4

Результати експериментальних досліджень динамічної і теплової навантаженості при охолодженні тепловими трубами зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками

Кількість гальмувань	Питомі навантаження, МПа на поверхнях фрикційних накладок				Температури, °С робочих поверхонь				гальмівної стрічки або шківа
					фрикційних накладок				
	<u>1</u>	<u>2</u>	<u>3</u>	<u>4</u>	<u>1</u>	<u>2</u>	<u>3</u>	<u>4</u>	
	<u>1</u>	<u>3</u>	<u>4</u>	<u>6</u>	<u>1</u>	<u>3</u>	<u>4</u>	<u>6</u>	
	1	4	5	8	1	4	5	8	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Зовнішні фрикційні вузли, натяг збігаючої гілки стрічки $S_{зб} = 400$ Н									
25	<u>0,18</u>	<u>0,43</u>	<u>0,40</u>	<u>0,16</u>	<u>95</u>	<u>160</u>	<u>135</u>	<u>70</u>	70
	<u>0,14</u>	<u>0,35</u>	<u>0,33</u>	<u>0,12</u>	<u>75</u>	<u>125</u>	<u>105</u>	<u>55</u>	
	0,099	0,27	0,25	0,091	55	95	80	40	
50	<u>0,16</u>	<u>0,41</u>	<u>0,37</u>	<u>0,15</u>	<u>145</u>	<u>240</u>	<u>215</u>	<u>120</u>	100
	<u>0,13</u>	<u>0,33</u>	<u>0,30</u>	<u>0,11</u>	<u>120</u>	<u>185</u>	<u>165</u>	<u>110</u>	
	0,09	0,25	0,23	0,086	90	140	125	80	
75	<u>0,15</u>	<u>0,39</u>	<u>0,34</u>	<u>0,14</u>	<u>245</u>	<u>290</u>	<u>265</u>	<u>195</u>	135
	<u>0,12</u>	<u>0,31</u>	<u>0,27</u>	<u>0,10</u>	<u>190</u>	<u>225</u>	<u>205</u>	<u>150</u>	
	0,087	0,24	0,21	0,078	140	170	155	115	
100	<u>0,14</u>	<u>0,37</u>	<u>0,32</u>	<u>0,13</u>	<u>270</u>	<u>335</u>	<u>315</u>	<u>255</u>	160
	<u>0,11</u>	<u>0,29</u>	<u>0,26</u>	<u>0,10</u>	<u>210</u>	<u>260</u>	<u>245</u>	<u>200</u>	
	0,078	0,23	0,20	0,074	160	200	185	150	
125	<u>0,13</u>	<u>0,35</u>	<u>0,31</u>	<u>0,12</u>	<u>320</u>	<u>365</u>	<u>340</u>	<u>295</u>	180
	<u>0,10</u>	<u>0,28</u>	<u>0,25</u>	<u>0,09</u>	<u>240</u>	<u>280</u>	<u>260</u>	<u>225</u>	
	0,072	0,22	0,19	0,068	185	215	200	170	
150	<u>0,12</u>	<u>0,34</u>	<u>0,30</u>	<u>0,11</u>	<u>380</u>	<u>400</u>	<u>390</u>	<u>365</u>	210
	<u>0,092</u>	<u>0,27</u>	<u>0,24</u>	<u>0,084</u>	<u>315</u>	<u>345</u>	<u>315</u>	<u>295</u>	
	0,067	0,21	0,18	0,063	210	235	220	200	

Продовження табл. 3.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Зовнішні фрикційні вузли, натяг збігаючої гілки стрічки $S_{зб} = 800 \text{ Н}$									
25	<u>0,33</u>	<u>0,84</u>	<u>0,77</u>	<u>0,31</u>	<u>145</u>	<u>205</u>	<u>180</u>	<u>120</u>	100
	<u>0,26</u>	<u>0,68</u>	<u>0,62</u>	<u>0,24</u>	<u>110</u>	<u>160</u>	<u>140</u>	<u>95</u>	
	0,19	0,53	0,48	0,18	85	120	105	70	
50	<u>0,31</u>	<u>0,80</u>	<u>0,73</u>	<u>0,29</u>	<u>200</u>	<u>250</u>	<u>230</u>	<u>190</u>	125
	<u>0,25</u>	<u>0,65</u>	<u>0,59</u>	<u>0,22</u>	<u>155</u>	<u>195</u>	<u>180</u>	<u>145</u>	
	0,18	0,50	0,46	0,17	120	145	135	110	
75	<u>0,30</u>	<u>0,76</u>	<u>0,69</u>	<u>0,27</u>	<u>270</u>	<u>305</u>	<u>290</u>	<u>260</u>	165
	<u>0,23</u>	<u>0,62</u>	<u>0,56</u>	<u>0,20</u>	<u>210</u>	<u>240</u>	<u>225</u>	<u>200</u>	
	0,17	0,48	0,43	0,15	155	180	170	145	
100	<u>0,29</u>	<u>0,73</u>	<u>0,66</u>	<u>0,25</u>	<u>345</u>	<u>400</u>	<u>360</u>	<u>335</u>	195
	<u>0,22</u>	<u>0,59</u>	<u>0,54</u>	<u>0,19</u>	<u>260</u>	<u>290</u>	<u>275</u>	<u>245</u>	
	0,16	0,45	0,41	0,14	200	225	210	190	
125	<u>0,27</u>	<u>0,69</u>	<u>0,62</u>	<u>0,23</u>	<u>390</u>	<u>420</u>	<u>400</u>	<u>365</u>	220
	<u>0,21</u>	<u>0,56</u>	<u>0,50</u>	<u>0,18</u>	<u>285</u>	<u>325</u>	<u>305</u>	<u>275</u>	
	0,15	0,43	0,38	0,13	220	250	235	215	
150	<u>0,25</u>	<u>0,66</u>	<u>0,58</u>	<u>0,21</u>	<u>425</u>	<u>495</u>	<u>465</u>	<u>405</u>	250
	<u>0,20</u>	<u>0,53</u>	<u>0,47</u>	<u>0,17</u>	<u>320</u>	<u>370</u>	<u>345</u>	<u>310</u>	
	0,14	0,41	0,36	0,12	250	285	270	240	
Внутрішні фрикційні вузли, натяг збігаючої гілки стрічки $S_{зб} = 400 \text{ Н}$									
25	<u>0,29</u>	<u>0,53</u>	<u>0,48</u>	<u>0,28</u>	<u>60</u>	<u>110</u>	<u>95</u>	<u>50</u>	50
	<u>0,23</u>	<u>0,43</u>	<u>0,39</u>	<u>0,22</u>	<u>50</u>	<u>90</u>	<u>75</u>	<u>40</u>	
	0,175	0,33	0,30	0,16	40	60	55	35	
50	<u>0,285</u>	<u>0,515</u>	<u>0,46</u>	<u>0,275</u>	<u>115</u>	<u>185</u>	<u>165</u>	<u>110</u>	80
	<u>0,225</u>	<u>0,42</u>	<u>0,38</u>	<u>0,215</u>	<u>90</u>	<u>145</u>	<u>130</u>	<u>85</u>	
	0,17	0,32	0,295	0,16	70	110	100	65	
75	<u>0,28</u>	<u>0,50</u>	<u>0,45</u>	<u>0,27</u>	<u>230</u>	<u>280</u>	<u>265</u>	<u>205</u>	130
	<u>0,22</u>	<u>0,41</u>	<u>0,37</u>	<u>0,21</u>	<u>180</u>	<u>220</u>	<u>205</u>	<u>160</u>	
	0,165	0,31	0,29	0,155	135	165	155	120	

Продовження табл. 3.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
100	<u>0,275</u>	<u>0,49</u>	<u>0,44</u>	<u>0,26</u>	<u>270</u>	<u>330</u>	<u>315</u>	<u>245</u>	160
	<u>0,215</u>	<u>0,40</u>	<u>0,36</u>	<u>0,20</u>	<u>215</u>	<u>250</u>	<u>240</u>	<u>200</u>	
	0,16	0,30	0,28	0,155	155	195	185	145	
125	<u>0,27</u>	<u>0,48</u>	<u>0,43</u>	<u>0,255</u>	<u>350</u>	<u>400</u>	<u>480</u>	<u>340</u>	200
	<u>0,21</u>	<u>0,39</u>	<u>0,355</u>	<u>0,195</u>	<u>265</u>	<u>305</u>	<u>285</u>	<u>255</u>	
	0,155	0,295	0,27	0,15	205	235	220	190	
150	<u>0,26</u>	<u>0,47</u>	<u>0,42</u>	<u>0,25</u>	<u>425</u>	<u>470</u>	<u>450</u>	<u>415</u>	250
	<u>0,20</u>	<u>0,38</u>	<u>0,35</u>	<u>0,19</u>	<u>330</u>	<u>360</u>	<u>345</u>	<u>315</u>	
	0,15	0,29	0,26	0,145	250	280	265	240	
Внутрішні фрикційні вузли, натяг збігаючої гілки стрічки $S_{зб} = 800 \text{ Н}$									
25	<u>0,47</u>	<u>1,00</u>	<u>0,88</u>	<u>0,45</u>	<u>100</u>	<u>140</u>	<u>130</u>	<u>90</u>	70
	<u>0,37</u>	<u>0,78</u>	<u>0,71</u>	<u>0,36</u>	<u>80</u>	<u>110</u>	<u>95</u>	<u>70</u>	
	0,27	0,61	0,56	0,25	60	85	75	50	
50	<u>0,46</u>	<u>0,96</u>	<u>0,86</u>	<u>0,44</u>	<u>165</u>	<u>195</u>	<u>185</u>	<u>160</u>	100
	<u>0,36</u>	<u>0,76</u>	<u>0,69</u>	<u>0,35</u>	<u>125</u>	<u>150</u>	<u>140</u>	<u>120</u>	
	0,265	0,59	0,53	0,245	95	115	105	90	
75	<u>0,44</u>	<u>0,92</u>	<u>0,83</u>	<u>0,43</u>	<u>240</u>	<u>270</u>	<u>255</u>	<u>235</u>	150
	<u>0,35</u>	<u>0,74</u>	<u>0,67</u>	<u>0,33</u>	<u>185</u>	<u>210</u>	<u>200</u>	<u>175</u>	
	0,26	0,57	0,52	0,24	140	160	150	135	
100	<u>0,42</u>	<u>0,88</u>	<u>0,80</u>	<u>0,41</u>	<u>345</u>	<u>380</u>	<u>365</u>	<u>330</u>	195
	<u>0,34</u>	<u>0,71</u>	<u>0,65</u>	<u>0,32</u>	<u>270</u>	<u>290</u>	<u>280</u>	<u>255</u>	
	0,25	0,55	0,50	0,235	205	225	215	190	
125	<u>0,41</u>	<u>0,85</u>	<u>0,77</u>	<u>0,38</u>	<u>400</u>	<u>450</u>	<u>420</u>	<u>390</u>	235
	<u>0,32</u>	<u>0,68</u>	<u>0,61</u>	<u>0,30</u>	<u>310</u>	<u>345</u>	<u>325</u>	<u>300</u>	
	0,24	0,53	0,49	0,22	235	265	245	230	
150	<u>0,39</u>	<u>0,82</u>	<u>0,74</u>	<u>0,36</u>	<u>505</u>	<u>575</u>	<u>550</u>	<u>480</u>	300
	<u>0,31</u>	<u>0,65</u>	<u>0,59</u>	<u>0,29</u>	<u>385</u>	<u>430</u>	<u>415</u>	<u>370</u>	
	0,23	0,52	0,47	0,21	295	330	325	285	

більші на величину 0,1 МПа, ніж на зовнішніх парах тертя, що і обумовило роботу гальма на третій стадії гальмування. Найбільша різниця питомих навантажень склала 0,55 МПа і спостерігалась між другою і четвертою накладками бандажу, який складається з 4-ох накладок при 25-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 800 Н. Мінімальна різниця питомих навантажень дорівнювала 0,005 МПа і мала місце між першою і восьмою накладками бандажу, який мав з 8-ім накладок при 150-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 400 Н.

Що стосується теплонавантаженості зовнішньої і внутрішньої поверхні накладок, взаємодіючих, відповідно, з робочими поверхнями гальмівної стрічки і шківа при примусовому охолодженні тепловими трубами під час протікання першої і третьої стадій гальмування, то спостерігались наступні закономірності їхньої зміни. Із збільшенням коефіцієнта взаємного перекриття гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок спостерігалось зменшення поверхневих температур на їхніх взаємодіючих поверхнях в інтервалі від 1-го до 150-го гальмування і натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки 400 і 800 Н. Найбільша різниця поверхневих температур на зовнішніх поверхнях фрикційних накладок склала 90 °С між другою і четвертою накладками (бандаж з 4-ох накладок), при 150-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 800 Н. Мінімальна різниця поверхневих температур була між першою і восьмою накладками (бандаж з 8-ми накладок) і дорівнювала 5 °С при 25-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 400 Н.

Аналогічна картина спостерігалася і на внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів гальма, тобто збільшення коефіцієнта взаємного перекриття внутрішніми поверхнями накладок робочої поверхні гальмівного шківа сприяло зменшенню температур на їхніх взаємодіючих поверхнях. Найбільша різниця поверхневих температур склала 95 °С між другою і четвертою накладками (бандаж з 4-ох накладок) при 150-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 800 Н. Мінімальна різниця поверхневих температур була між першою і

восьмою накладками (бандаж з 8-ми накладок) і дорівнювала 5 °С при 25-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 400 Н. Результати отриманих максимальних та мінімальних різниць на зовнішніх та внутрішніх поверхнях фрикційних накладок при природному та примусовому їхньому охолодженні наведені в табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Різниці питомих навантажень і температур при природному (в чисельнику) та примусовому (в знаменнику) охолодженні

Різниці							
Питомих навантажень, МПа				Поверхневих температур, °С			
Пари тертя							
Зовнішні		Внутрішні		Зовнішні		Внутрішні	
Макси-мальні	Міні-мальні	Макси-мальні	Міні-мальні	Макси-мальні	Міні-мальні	Макси-мальні	Міні-мальні
<u>0,58</u>	<u>0,005</u>	<u>0,60</u>	<u>0,01</u>	<u>100</u>	<u>10</u>	<u>110</u>	<u>5</u>
0,53	0,004	0,55	0,005	90	5	95	5

З аналізу отриманих значень випливає, що при заданих режимах натягу збігаючої гілки стрічки як на зовнішніх, так і на внутрішніх поверхнях фрикційних накладок перепад поверхневих температур та питомих навантажень між накладками зменшився у порівнянні з їхнім природним охолодженням. Максимальні різниці поверхневих температур на зовнішніх та внутрішніх поверхнях фрикційних накладок при примусовому охолодженні у порівнянні з їхнім природним охолодженням зменшилися на 10 та 13,6%, максимальні різниці питомих навантажень зменшилися, відповідно, на 8,3 та 8,6%. Закономірності зміни питомих навантажень і поверхневих температур при натязі гальмівної стрічки  $S_n = 800$  Н при примусовому охолодженні тепловими трубами для зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок

після 150-го гальмування для бандажів з 4-ох та 8-ми накладок наведені на рис. 3.11 а, б.

Порівняння температур нагрівання внутрішньої поверхні гальмівної стрічки і зовнішньої поверхні гальмівного шківа показує наступне. Внаслідок незначної товщини гальмівної стрічки її нагрівання та прогрів на першій стадії гальмування набагато вище, ніж на третій стадії гальмування. Пояснюється це як різною тривалістю часу стадій гальмування, так і в сотні раз вищою теплоємністю гальмівного шківа в порівнянні з гальмівною стрічкою. Крім того, ефективність охолодження зовнішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма на першій стадії гальмування вище, ніж на третій внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма. В цілому, в середньому ефективність примусового охолодження пар тертя зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів в 1,2 рази вище, у порівнянні зі зниженням їхніх поверхневих температур при природному охолодженні. Так, температури гальмівної стрічки при 150-ти циклічних гальмуваннях і натягу 400 і 800 Н при природному і примусовому охолодженні складала, відповідно, 250 і 305 °С та 210 і 250 °С, а гальмівного шківа, в аналогічних режимах, відповідно, 300 і 360 °С та 250 і 300 °С.

Таким чином, обгрунтоване пояснення динамічної і теплової навантаженості фрикційних вузлів нетрадиційного гальма дозволяє перейти до оцінки ресурсу поверхонь їхніх фрикційних накладок.

### 3.6. Спрацювання поверхонь фрикційних накладок гальма

Зовнішні і внутрішні фрикційні вузли стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок працюють при змінних питомих навантаженнях на фрикційних контактах, швидкостях ковзання, коефіцієнтах тертя, градієнтах температур та ін. Нестабільність параметрів тертя надзвичайно ускладнює забезпечення стійких режимів роботи



вказаних вище фрикційних вузлів і визначення їхньої працездатності, тобто ресурсу внутрішніх і зовнішніх поверхонь фрикційних накладок гальма.

Але, в стендових умовах при циклічних гальмуваннях стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками можна скористатися наближеним розв'язком для оцінки величини спрацювання на підставі залежностей по усередненим за цикл значенням питомих навантажень і шляху тертя. При цьому лінійне спрацювання зовнішньої або внутрішньої поверхонь фрикційної накладки за одне вмикання гальма дорівнює [1]:

$$h_0 = \frac{I_{\text{л}} \cdot A_{\text{тер}}}{F_{\text{тер}}}, \quad (3.8)$$

де  $I_{\text{л}}$  – середня за цикл (перша або третя стадії) інтенсивність спрацювання зовнішньої або внутрішньої поверхонь фрикційної накладки; під інтенсивністю спрацювання розуміємо темп спрацювання поверхонь накладки в залежності від кількості циклічних гальмувань;

$A_{\text{тер}}$  – робота тертя, яка виконується зовнішніми або внутрішніми фрикційними вузлами за одне вмикання гальма;

$F_{\text{тер}}$  – сумарна номінальна площа тертя фрикційного контакту на першій або третій стадіях гальмування.

Дослідження спрацювання поверхонь фрикційних накладок гальма показали, що при усталеному режимі тертя величина їхнього спрацювання визначається двома факторами: величиною усталеної поверхневої температури у фрикційних вузлах, а також значеннями її приросту. А величини усталених поверхневих температур у фрикційних вузлах залежать від величини номінальних питомих навантажень, які розвиваються між їхніми парами тертя.

На рис. 3.15 а, б проілюстрована інтенсивність спрацювання зовнішньої (а) та внутрішньої (б) робочих поверхонь фрикційної накладки при природному та примусовому охолодженні фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками від кількості гальмувань на стенді при вантажі 800 Н на навантажувальному пристрої. При

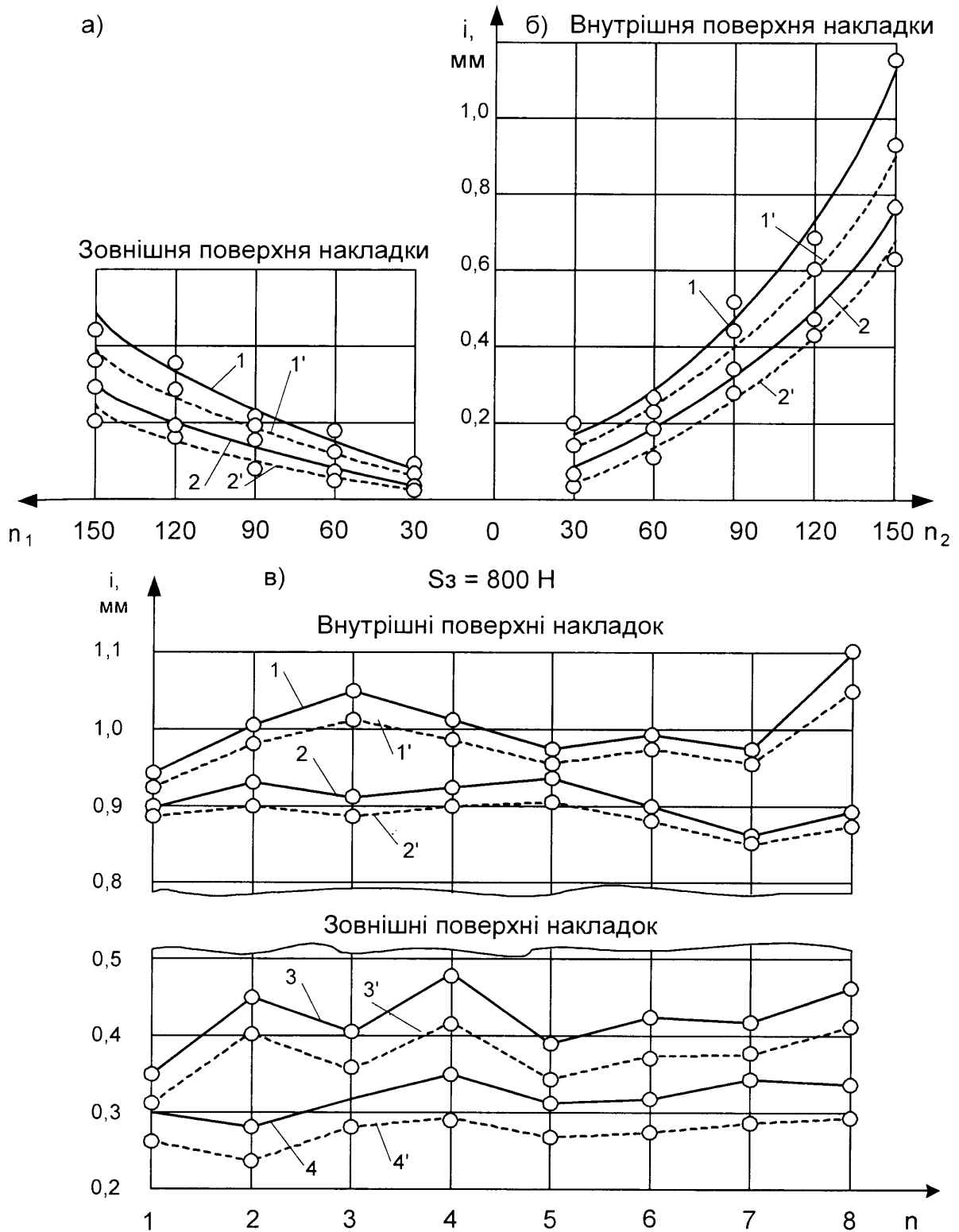


Рис. 3.15 а, б, в Закономірності зміни величини спрацювання поверхонь фрикційної накладки (а, б) та накладок (в) при випробуваннях в лабораторних умовах модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками: при початковій товщині 30 мм (криві 1 і 1' та ламані лінії 1, 1', 3, 3') та 15 мм (криві 2 і 2' та ламані лінії 2, 2', 4, 4') в умовах природного (—) та примусового (----) охолодження при 150-ти циклічних гальмуваннях

цьому тривалість початкової стадії гальмування склала 2,0 с., а кінцевої – 9,0 с. Спрацювання кожної накладки вимірювалось на відстані 10 мм від краю по її довжині у трьох точках. Дослідження виконувалися на прокалених фрикційних накладках з початкової товщини 30 і 15 мм (рис. 3.15 а, б) при природному (криві 1 та 2) і примусовому (криві 1' і 2') охолодженні (завдяки тепловим трубам з мідними перемичками між ними) з припрацьованими зовнішніми та внутрішніми поверхнями фрикційної накладки, відповідно, до внутрішньої поверхні гальмівної стрічки та робочої поверхні шківа. Статистична обробка результатів експериментальних досліджень інтенсивності спрацювання зовнішньої та внутрішньої робочих поверхонь фрикційної накладки при природному та примусовому охолодженні при довірливій вірогідності 0,95 була виконана з допомогою програми, наведеної в додатку 3. Результати розрахунків наведені в додатку И.

При порівнянні спрацювання зовнішньої та внутрішньої поверхонь фрикційної накладки від 30 мм для 30 циклів навантаження гальма при природному та примусовому охолодженні різниця складала 15 та 45 мкм; від 15 мм для 30 циклів навантаження відповідно, 10 та 25 мкм, тобто суттєвої зміни її лінійних розмірів не спостерігалось. В той же час при порівнянні спрацювання зовнішньої та внутрішньої поверхонь фрикційної накладки від 30 мм для 150 циклів навантаження гальма при природному та примусовому охолодженні видно, що різниця спрацювання її зовнішньої та внутрішньої поверхонь при примусовому охолодженні збільшилася на 95 та 195 мкм; різниця спрацювання зовнішньої та внутрішньої поверхонь накладки від 15 мм збільшилася для 150 циклів навантаження гальма при примусовому охолодженні на 60 та 80 мкм.

При цьому було встановлено, що інтенсивність спрацювання внутрішньої поверхні фрикційної накладки від її початкової товщини 30 мм від 30 до 150 циклів навантаження при природному охолодженні у порівнянні з примусовим охолодженням тепловими трубами є вищою у 1,22 рази; інтенсивність спрацювання зовнішньої поверхні фрикційної накладки від її

початкової товщини 30 мм від 30 до 150 циклів навантаження при природному охолодженні у порівнянні з примусовим охолодженням тепловими трубами є вищою у 1,24 рази. В той же час порівняння величини спрацювання внутрішньої і зовнішньої поверхонь накладки з початкової товщини 15 мм від 30 до 150 циклів навантаження при охолодженні тепловими трубами з мідними перемичками між ними показує, що зазначені величини становлять, відповідно, 1,12 і 1,20 рази. В середньому, інтенсивність спрацювання внутрішньої і зовнішньої поверхонь фрикційної накладки від її початкової товщини 30 та 15 мм від 30 до 150 циклів навантаження при природному охолодженні, у порівнянні з примусовим охолодженням тепловими трубами, є вищою у 1,20 рази.

На рис. 3.15 в наведені закономірності зміни спрацювання робочих поверхонь фрикційних накладок, що потрапляють під гальмівну стрічку модельного стрічково-колодкового гальма з початковою товщиною 30 і 15 мм при 150-ти циклічних гальмуваннях з однаковою інтенсивністю ( $S_3 = 800 \text{ Н}$ ) при їхньому природному (криві 1 і 2; 3 і 4) та примусовому (криві 1' і 2'; 3' і 4') охолодженні. Статистична обробка результатів експериментальних досліджень закономірностей зміни спрацювання робочих поверхонь фрикційних накладок при довірливій вірогідності 0,95 була виконана з допомогою програми, наведеної в додатку 3. Результати розрахунків наведені в додатку К.

Встановлено, що спрацювання робочих поверхонь накладок, які довільно потрапляють під набігаючу та збігаючу гілки гальмівної стрічки, як при природному, так і при примусовому охолодженні, у порівнянні з серійним гальмом помітно зменшується. Це пояснюється тим, що в цьому випадку невілюється поняття набігаючої та збігаючої ділянок кожної фрикційної накладки гальмівного шківів в зв'язку з тим, що в процесі гальмування вони весь час потрапляють під різні гілки гальмівної стрічки за рахунок того, що вони є рухомими відносно неї.

З аналізу отриманих значень (див. додаток К) випливає, що інтенсивність спрацювання внутрішніх поверхонь фрикційних накладок при примусовому охолодженні у порівнянні з природним їхнім охолодженням з початкової товщини 30 мм зменшилась, в середньому, на 23 мкм або 2,3%; з початкової товщини 15 мм, в середньому, на 22 мкм або 2,4%. Інтенсивність спрацювання зовнішніх поверхонь фрикційних накладок при примусовому охолодженні з початкової товщини 30 мм зменшилась, в середньому, на 46 мкм або 11,0%; з початкової товщини 15 мм, відповідно, на 54 мкм або 13,9%. Співставлення отриманих результатів при примусовому та природному охолодженні показало, що ресурс зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок при примусовому охолодженні збільшився, в середньому, на 14,8%.

З графічних залежностей (див. рис. 3.15 в) та додатку К видно, що при спрацюванні внутрішніх поверхонь фрикційних накладок з початкової товщини 30 мм при природному охолодженні, що довільно потрапляють під будь-яку гілку гальмівної стрічки, максимальна різниця лінійного спрацювання становить 165 мкм між першою та восьмою накладками. При спрацюванні внутрішніх поверхонь фрикційних накладок з початкової товщини 15 мм при природному охолодженні максимальна різниця лінійного спрацювання складала 70 мкм між п'ятою і сьомою накладками. В той же час при спрацюванні внутрішніх поверхонь фрикційних накладок з початкової товщини 30 та 15 мм при примусовому охолодженні їхніх внутрішніх поверхонь, що довільно потрапляють під будь-яку гілку гальмівної стрічки, максимальні різниці лінійного спрацювання склали 125 та 55 мкм, відповідно між першою і восьмою та п'ятою і сьомою накладками.

При спрацюванні зовнішніх поверхонь фрикційних накладок з початкової товщини 30 та 15 мм при природному їхньому охолодженні максимальне відхилення спрацювання поверхонь накладок, що довільно потрапляють під будь-яку гілку гальмівної стрічки, склали відповідно, 135 мкм між першою і четвертою та 65 мкм між другою та п'ятою накладками. При спрацюванні

зовнішніх поверхонь фрикційних накладок з початкової товщини 30 та 15 мм при примусовому охолодженні їхніх зовнішніх поверхонь максимальні різниці лінійного спрацювання були досягнуті між тими ж накладками, що і при природному охолодженні і склали, відповідно, 110 та 50 мкм. Результати максимальних різниць лінійного спрацювання зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок з початкової товщини 30 та 15 мм при природному та примусовому охолодженні зведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Максимальні різниці спрацювання зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок при природному (в чисельнику) та примусовому (в знаменнику) охолодженні

Максимальні різниці спрацювання поверхонь фрикційних накладок, мкм			
Поверхні			
Внутрішні		Зовнішні	
З початкової товщини, мм			
30	15	30	15
165 / 125	70 / 55	135 / 110	65 / 50

З аналізу табл. 3.6 випливає, що максимальні різниці лінійного спрацювання при примусовому охолодженні фрикційних накладок у порівнянні з природним їхнім охолодженням з початкової товщини 30 і 15 мм на внутрішніх поверхнях фрикційних накладок зменшились, відповідно на 24,2 та 21,4%; на зовнішніх поверхнях максимальні різниці лінійного спрацювання зменшились, відповідно, на 18,5 та 23,1%. В середньому, максимальна різниця лінійного спрацювання зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок при примусовому охолодженні у порівнянні з природним їхнім охолодженням зменшилась на 21,8%.

Таким чином, на підставі отриманих експериментальних даних по теплонавантаженості фрикційних вузлів нетрадиційного гальма переходимо до

встановлення закономірностей її зміни в залежності від їхніх конструктивних та експлуатаційних параметрів, а також до вирівнювання теплонавантаженості фрикційних вузлів гальма при інтенсифікації примусового охолодження пар тертя.

## Висновки

На розробленому та протарованому обладнанні в результаті проведених експериментальних досліджень теплової навантаженості зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками при природному та примусовому їхньому охолодженні після 150-ти циклових навантажень вдалося встановити наступне:

- закономірності зміни питомих навантажень на зовнішніх та внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів гальма в залежності від коефіцієнтів взаємного перекриття внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки зовнішніх поверхонь накладок і внутрішніх поверхонь останніх робочої поверхні гальмівного шківа показали, що вони, як і пари тертя серійного гальма відповідають залежності Ейлера, тобто мінімальні величини питомих навантажень спостерігалися на початку збігаючої та набігаючої гілок гальмівної стрічки і максимальні – в її середній частині. Стосовно різниці питомих навантажень між накладками бандажів (складались з 4-ох, 6-ти та 8-ми накладок), то вона на внутрішніх парах тертя в нетрадиційному гальмі приблизно на 10% менша, ніж в серійному; максимальні різниці питомих навантажень для зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок при природному і примусовому охолодженні досягались між другою і четвертою накладками бандажу, що складався з чотирьох накладок, при 25-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 800 Н; мінімальні різниці питомих навантажень спостерігались

між першою і восьмою накладками бандажу, що мав 8-ім накладок, при 150-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки 400 Н;

- максимальні різниці поверхневих температур для зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок при природному і примусовому охолодженні досягались між другою і четвертою накладками бандажу, який складався з 4-ох накладок, при 150-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 800 Н; мінімальні різниці поверхневих температур спостерігались між першою і восьмою накладками бандажу, який мав 8-ім накладок, при 25-ти гальмуваннях і натягу збігаючої гілки стрічки 400 Н;
- при заданих режимах натягу збігаючої гілки стрічки як на зовнішніх, так і на внутрішніх поверхнях фрикційних накладок перепад поверхневих температур та питомих навантажень між накладками зменшився у порівнянні з їхнім природним охолодженням; максимальні різниці поверхневих температур на зовнішніх та внутрішніх поверхнях фрикційних накладок при примусовому охолодженні у порівнянні з їхнім природним охолодженням зменшилися на 10 та 13,6%, максимальні різниці питомих навантажень на зовнішніх та внутрішніх поверхнях фрикційних накладок зменшилися, відповідно, на 8,3 та 8,6%;
- використання примусового охолодження дозволило в середньому знизити теплонавантаженість зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів гальма, відповідно, на 17,1 і 16,7% в порівнянні з їхнім природним охолодженням;
- інтенсивність спрацювання внутрішньої і зовнішньої поверхонь фрикційної накладки від її початкової товщини 30 та 15 мм від 30 до 150 циклів навантаження при природному охолодженні, у порівнянні з примусовим охолодженням тепловими трубами, в середньому, є вищою у 1,20 рази;
- максимальні різниці лінійного спрацювання на внутрішніх і зовнішніх поверхнях фрикційних накладок з початкової товщини 30 і 15 мм при примусовому охолодженні у порівнянні з природним їхнім охолодженням зменшились, в середньому, на 21,8%.



## РОЗДІЛ 4

ОЦІНКА ТЕПЛОАВАНТАЖЕНОСТІ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ ГАЛЬМА  
ТА ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ЇХНЬОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

4.1. Закономірності зміни теплоавантаженості фрикційних вузлів гальма в залежності від параметрів

## 4.1.1. Конструктивних.

При роботі нетрадиційного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки відбувається перетворення кінетичної енергії колони бурильних труб, що рухається в свердловині, в теплову енергію. В зв'язку з чим відбувається нагрівання зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів гальма, яке в значній мірі погіршує умови роботи фрикційних накладок, збільшує спрацювання їх поверхонь і знижує коефіцієнти тертя в парах “внутрішня поверхня гальмівної стрічки – зовнішні поверхні фрикційних накладок” та “внутрішні поверхні фрикційних накладок – робоча поверхня гальмівного шківа”. Тому на стадії проектування та розробки нетрадиційного гальма стоїть першочергова задача – обмеження нагрівання його зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів та встановлення впливу їх конструктивних параметрів на закономірності зміни поверхневих температур в їх парах тертя.

При взаємодії зовнішніх і внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів нетрадиційного гальма в зв'язку з різною інтенсивністю спрацювання і їхнім змінюваним тепловим станом, що залежить від режимів його навантаження і визначаючим діаметри: поверхонь тертя, внутрішньої поверхні гальмівної стрічки і зовнішніх поверхонь фрикційних накладок на першій стадії гальмування; внутрішніх поверхонь фрикційних накладок і робочої поверхні гальмівного шківа на третій стадії гальмування, відбувається безперервний

перерозподіл навантажень на внутрішніх і зовнішніх фрикційних вузлах гальма.

Основними конструктивними параметрами стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками є:

- радіуси робочих поверхонь: гальмівної стрічки, фрикційної накладки і гальмівного шківів;
- ширина і товщина гальмівної стрічки, фрикційних накладок і гальмівного шківів;
- коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів;
- зазори: між робочою поверхнею гальмівної стрічки і зовнішніми поверхнями фрикційних накладок, а також між їхніми боковими поверхнями;
- крок установки та кріплення фрикційних накладок в бандажі.

Відомо, що радіуси робочих поверхонь: гальмівної стрічки, фрикційної накладки і гальмівного шківів мають певний вплив на величину гальмівного моменту, що розвивається стрічково-колодковим гальмом із рухомими фрикційними накладками. Гальмівний момент визначається по наступній залежності:

для пар тертя зовнішніх фрикційних вузлів при нерухомих фрикційних накладках:

$$M_{T_1} = (S_H - S_3)R_C; \quad (4.1)$$

для пар тертя внутрішніх фрикційних вузлів при нерухомих фрикційних накладках:

$$M_{T_2} = (S_H - S_3)R_{Ш}, \quad (4.2)$$

де  $S_H, S_3$  - сила натягу набігаючої і збігаючої ділянки гальмівної стрічки, Н;

$R_C, R_{Ш}$  - радіуси: гальмівної стрічки і робочої поверхні шківа, м; але

$$R_{Ш} = R_C - h_H.$$

Порівнявши відношення наведених вище залежностей для гальмівних моментів, отримаємо:

$$\frac{M_{T_1}}{M_{T_2}} = \frac{(S_H - S_3)R_C}{(S_H - S_3)(R_C - h_H)} = \frac{R_C}{(R_C - h_H)}. \quad (4.3)$$

З залежності (4.3) випливає, що чим більшою буде товщина фрикційної накладки, тим більшою буде величина відношення  $M_{T_1}$  до  $M_{T_2}$ .

Наведені залежності справедливі для випадку, коли окремо реалізуються тільки перша і третя стадії гальмування без посадки з попереднім натягом внутрішніх поверхонь фрикційних накладок на робочу поверхню гальмівного шківа при однаковій різниці натягів ділянок гальмівної стрічки.

При реалізації в одному циклі гальмування першої і третьої стадії, відношення залежностей для гальмівних моментів має вигляд

$$\frac{M_{T_1}}{M_{T_2}} = \frac{(S_H - S_C)R_C}{K_C(S_H - S_C)(R_C - h_H)} = \frac{R_C}{1,1(R_C - h_H)}, \quad (4.4)$$

де  $K_C = 1,1$  - коефіцієнт запасу зчеплення між парами тертя внутрішніх фрикційних вузлів гальма.

З залежності (4.3) випливає, що із зменшенням товщини фрикційної накладки наведене співвідношення буде прямувати до одиниці.

У стрічково-колодковому гальмі з новими фрикційними накладками діаметр поверхні тертя шківа менше діаметра робочої поверхні накладки. Це приводить до того, що неприпрацьовані накладки мають при гальмуванні лінійний контакт із поверхнею шківа. Встановлено, що зона контакту поверхонь тертя тим менше, чим більша різниця діаметрів спряжених поверхонь. По мірі припрацювання фрикційних накладок їх робочі поверхні зношуються і набувають кривини поверхні шківа ( $r_H = r_{Ш}$ ).

На робочі поверхні сталевих шківів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок діють високі температури (700-1000 °С), в результаті чого виникають значні температурні градієнти. Зазначеній дії піддається тільки поверхневий шар малої товщини. Циклічна дія температурних градієнтів призводить до утворення тріщин термічної втоми на робочій поверхні шківа. Одна з основних причин розривів шківів в процесі експлуатації – наявність в них значних залишкових напружень. Останні виникають в результаті незворотних об'ємних змін в матеріалі шківа, зв'язаних з пластичною деформацією при нагріванні та охолодженні. Пластична деформація в шківі виникає в основному під дією стискаючих напружень, в які входять напруження від питомих навантажень, створюваних фрикційними накладками, та напружень у шківі від температурного градієнту.

В результаті теплового розширення діаметр поверхні тертя гальмівного шківа збільшується, а фрикційних накладок зменшується, що забезпечує ще більш повне прилягання їхніх контактуючих поверхонь. Радіуси робочої поверхні шківа ( $r_{T_{ш}}$ ) та поверхні тертя фрикційних накладок ( $r_{T_n}$ ) в результаті термічного розширення будуть дорівнювати:

$$r_{T_{ш}} = r_{ш} + \Delta h_{T_{ш}} = r_{ш} + h_{ш} \alpha_{t_{ш}} \Delta t ; \quad (4.5)$$

$$r_{T_n} = r_n - \Delta h_{T_n} = r_n - h_n \alpha_{t_n} \Delta t, \quad (4.6)$$

де  $r_{ш}, r_n$  - технологічні радіуси робочих поверхонь шківа та накладок;  $h_{ш}, h_n$  - товщина обода шківа та накладки;  $\alpha_{t_{ш}}, \alpha_{t_n}$  - коефіцієнти лінійного розширення матеріалу шківа та накладки;  $\Delta t$  - підвищення поверхневої температури шківа та накладки.

Можна прийняти, що поверхнева температура під накладками при гальмуванні по периметру бігової доріжки шківа розподілена рівномірно, причому, чим більша частота обертання шківа, тим більш рівномірне температурне поле. Таким чином, форма поперечного перерізу шківа в результаті теплового розширення не змінюється. Температурне поле

фрикційних накладок, які в тангенціальному напрямку нерухомі, уподібнена епюрі питомих навантажень: максимальні температури поверхонь тертя накладок спостерігається на набігаючій гілці гальмівної стрічки, мінімальна – на збігаючій, тобто  $\Delta t$  для накладок обох гілок різне. І ця різниця тим відчутніша, чим більше навантажений гальмівний механізм. Отже, від’ємна складова виразу (4.6) буде більше по модулю для накладок набігаючої гілки стрічки. У зв’язку з цим, повний контакт спряжених поверхонь буде досягнуто раніше на набігаючій гілці гальмівної стрічки, чим на збігаючій.

На рис. 4.1 наведена залежність коефіцієнта лінійного розширення сталі від температури. Динаміка зміни параметрів поверхонь тертя шківів та накладок в залежності від їх температури показані на рис. 4.2. З останнього випливає, що при відсутності припрацювання рівність діаметрів поверхонь тертя може бути досягнуто при температурі  $660^{\circ}\text{C}$ , яка є вище допустимої для матеріалу накладок. Коефіцієнти лінійного розширення матеріалу шківів та накладок різняться на порядок [13], тому розширення (при нагріванні) та звуженні (при охолодженні) гальмівного шківів відбувається значно інтенсивніше, чим накладок. Діаметр поверхні тертя ( $d_n$ ) накладок набігаючої гілки стрічки ( $D_n$ ), які мають більш високу температуру, зменшується на більшу величину, чим діаметр поверхні тертя накладок збігаючої гілки ( $D_z$ ). В результаті припрацювання маємо  $D_z \approx d_n \approx d_{ш}$ . При охолодженні найбільша зміна діаметра поверхні тертя буде мати місце на накладках набігаючої гілки, і при повному охолодженні робочих деталей гальма діаметр поверхні тертя накладок набігаючої гілки буде більше  $D_z$  і обидва ці параметри будуть більше  $d_{ш}$ . Таким чином, повторне навантаження гальма відбудеться при більшій різниці діаметрів поверхонь тертя шківів та накладок, при цьому максимум різниці вказаних параметрів буде на набігаючій гілці стрічки. Отже, зона контакту накладок зі шківом на набігаючій гілці буде вужче зони контакту збігаючої гілки. Це обумовлює перерозподіл питомих навантажень по ширині накладок.

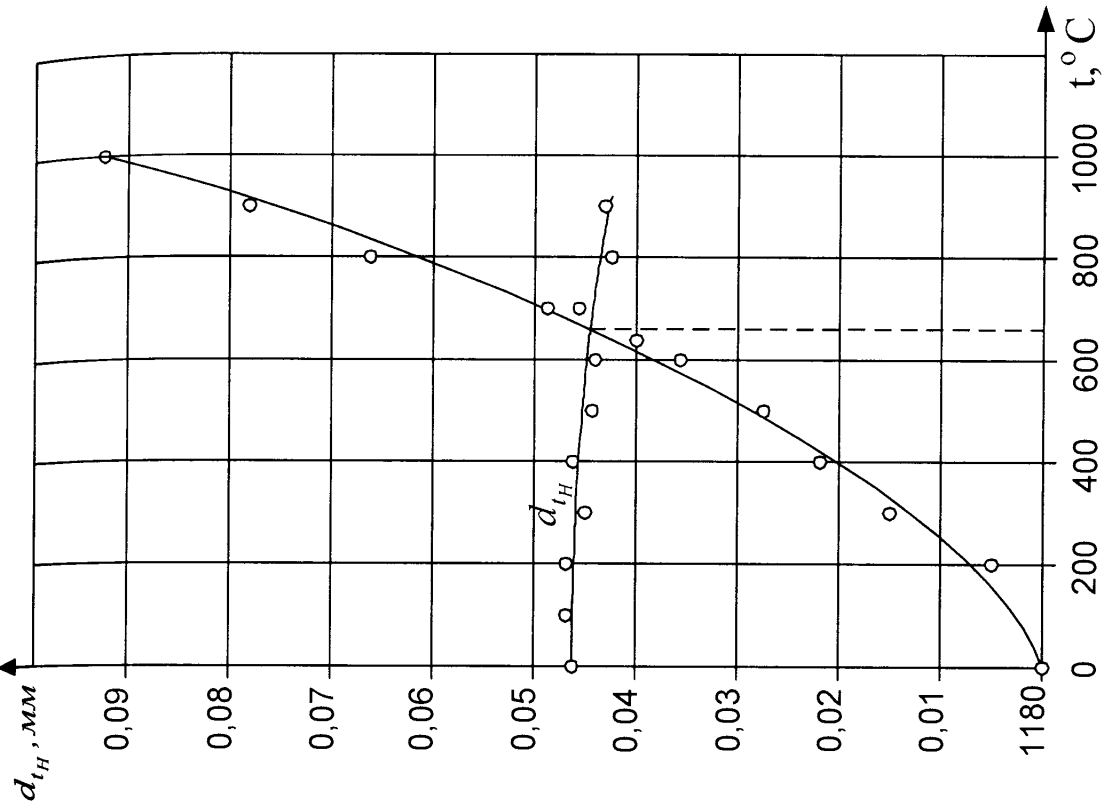


Рис. 4.1 Залежність коефіцієнта лінійного розширення сталі від температури

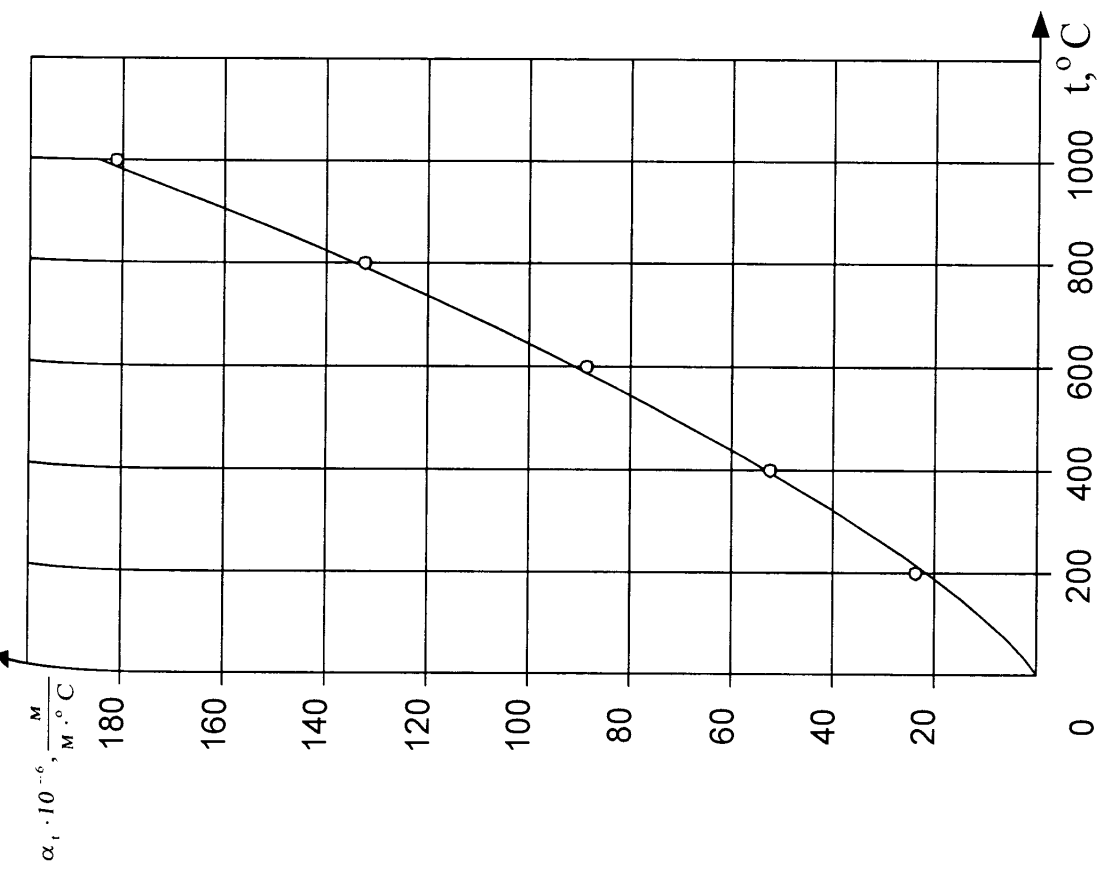


Рис. 4.2 Збільшення діаметра шківів стрічково-колоткового гальма бурової лебідки У2-5-5 внаслідок теплового розширення

Статистична обробка результатів експериментальних досліджень залежності поверхневої температури зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів модельного нетрадиційного гальма з рухомими фрикційними накладками установочних зазорів при довірливій вірогідності 0,95 та 0,90 була виконана з допомогою програми, наведеної в додатку Д. Результати розрахунків наведені в додатку Л.

Встановлено, що вплив установочного зазору між робочою поверхнею гальмівної стрічки та зовнішніми поверхнями фрикційних накладок, а також між їхніми боковими поверхнями на температури поверхонь тертя зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів має суттєве значення (рис. 4.3 а). За будь-яких умов експлуатації зі збільшенням зазору покращується аеродинаміка охолоджуючих повітряних потоків і тому поверхневі температури різко зменшуються (рис. 4.3 а). Оскільки повітря довкілля, попадаючи у згадані вище зазори, омиває нагріті поверхні гальмівної стрічки, зовнішні поверхні фрикційних накладок, неприкриті ними поверхню гальмівного шківів, то густина повітря зменшується. Повітря довкілля з більш високою густиною витісняє нагріте повітря із зазорів фрикційних вузлів, чим зумовлюються поява циркуляційних повітряних потоків. Таким чином, збільшується кількість повітрозмін в зазорах гальма, що призводить до інтенсифікації природного охолодження металевих елементів гальма. Незважаючи на те, що фрикційні накладки перекривають робочу поверхню гальмівного шківів приблизно на 50% (крок між накладками в середньому дорівнює їхній ширині), компенсацію перекритої поверхні тепловіддачі отримуємо завдяки розкритій гальмівній стрічці.

Статистична обробка результатів експериментальних досліджень залежності поверхневої температури зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів модельного нетрадиційного гальма з обертальними фрикційними накладками від кута обхвату гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок при довірливій вірогідності 0,95 та 0,90 була виконана з

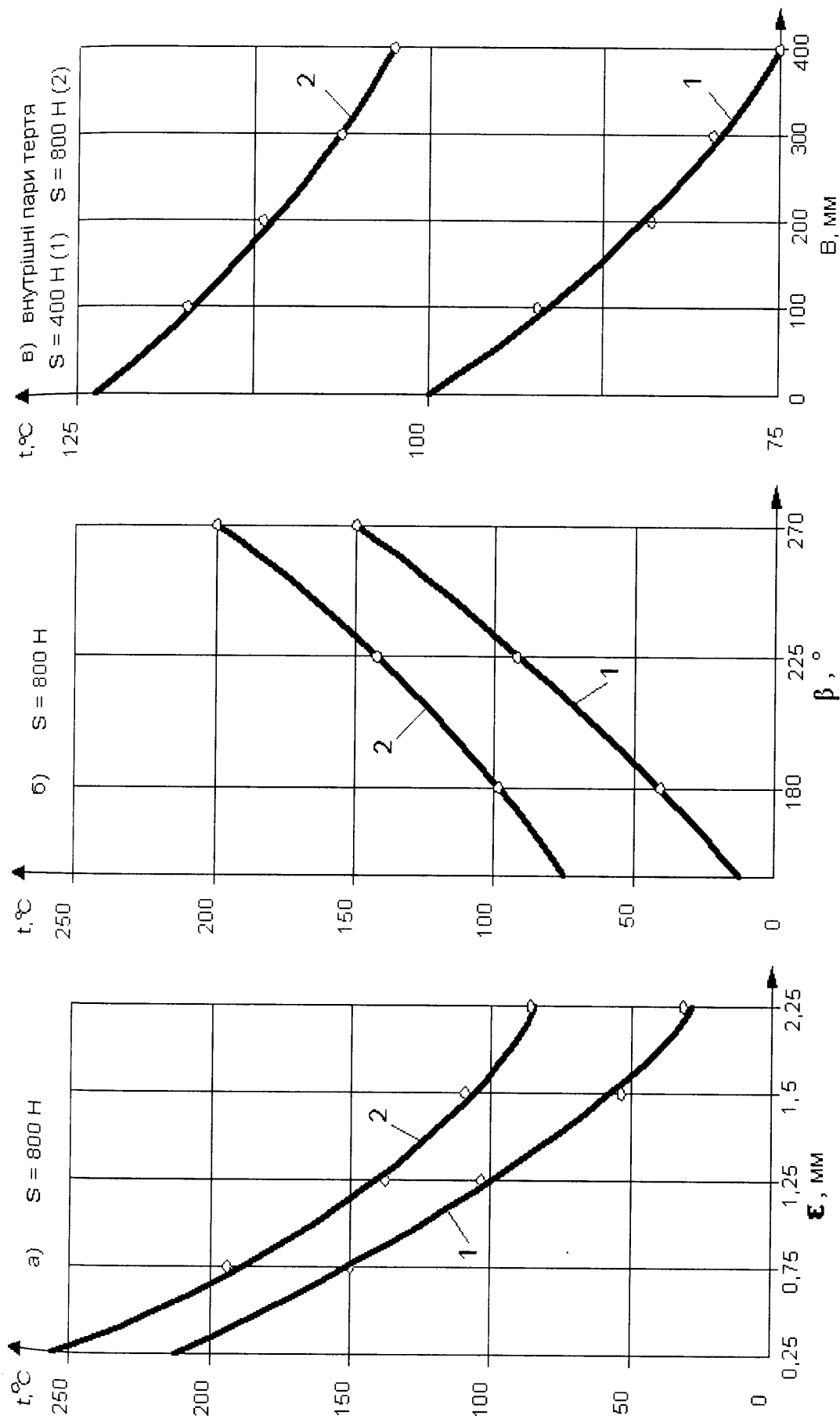


Рис 4.3 а, б, в. Залежність поверхньої температури зовнішніх (1) та внутрішніх (2) фрикційних вузлів модельного нетрадиційного гальма з рухомими фрикційними накладками від величин установочного зазору (а), кута обхвату гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок (б), ширини ободу гальмівного шківа (в)



допомогою програми, наведеної в додатку Д. Результати розрахунків наведені в додатку М.

З аналізу результатів випливає, що збільшення кута обхвату гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок в серійному гальмі призводить до деякого збільшення їхніх поверхневих температур (рис. 4.3 б). В нетрадиційному гальмі зміна кута обхвату не спричиняє зміни коефіцієнта непокриття контактуючих поверхонь у порівнянні із серійним гальмом. В нетрадиційному гальмі з рухомими фрикційними накладками при гальмуванні отримуємо більший коефіцієнт непокриття, тому більша частина поверхні тертя залишається відкритою, що значно покращує умови тепловіддачі. Проте зі зміною кута обхвату змінюється не тільки коефіцієнт непокриття, але й питомі навантаження як при сталому, так і при змінному гальмівному моменті. Тому не можна говорити про пряму пропорційну залежність між коефіцієнтом непокриття і поверхневою температурою у внутрішніх та зовнішніх фрикційних вузлах. Коефіцієнт непокриття має неоднозначний вплив на поверхневі температури внутрішніх фрикційних вузлів при різних діаметрах гальмівних шківів.

Зі збільшенням геометричних розмірів шару тертя фрикційних вузлів нетрадиційного гальма, їхні поверхневі температури зменшуються, що зумовлено збільшенням площі теплообміну та теплоємності гальмівних вузлів в зв'язку зі збільшенням їхньої маси. Особливо це стосується внутрішніх фрикційних вузлів гальма. Найбільший вплив на тепловантаженість внутрішніх фрикційних вузлів має товщина ободу шківа. При збільшенні останньої з 10 до 30 мм поверхневі температури знизилися з 50 до 25 °С. Проте збільшення товщини ободу шківа з метою зниження теплового стану внутрішніх фрикційних вузлів не є найкращим рішенням проблеми, оскільки зі зростанням теплоємності ободу гальмівного шківа збільшується ймовірність його розтріскування в зв'язку зі значними тепловими напруженнями, зумовленими великим температурним градієнтом по його товщині.

Статистична обробка результатів експериментальних досліджень залежності поверхневої температури зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів модельного нетрадиційного гальма з рухомими фрикційними накладками від ширини ободу гальмівного шківів при довірливій вірогідності 0,95 та 0,90 була виконана з допомогою програми, наведеної в додатку Д. Результати розрахунків наведені в додатку Н.

Встановлено, що збільшення ширини ободу гальмівного шківів нетрадиційного гальма при збереженні величини гальмівного моменту призводить до деякого зменшення поверхневої температури за рахунок збільшення поверхні тепловіддачі (рис. 4.3 в). Проте такий шлях підвищення ефективності природного охолодження робочої поверхні гальмівного шківів сприяє збільшенню металоємності шківів та великим витратам енергії на пригальмовування та гальмування в зв'язку зі зростанням моменту інерції шківів.

Товщину гальмівної стрічки нетрадиційного гальма визначали з умови міцності. Стрічка повинна мати таку жорсткість, яка б забезпечувала повну взаємодію пар тертя зовнішніх фрикційних вузлів. За невеликої товщини стрічки (4 – 8 мм) вона буде швидко прогріватися і температурний градієнт по її товщині буде незначним.

Працездатність фрикційних накладок у значній мірі залежить від способу їхнього встановлення на гальмівну стрічку і гальмівний шків. В серійних стрічково-колодкових гальмах фрикційні накладки кріпляться до гальмівної стрічки різними способами (притискними вусиками, на шарнірах, заклепками або болтами, з'єднанням “хвіст ластівки”, болтів і двох притискних вкладишів і ін.). При жорсткому кріпленні фрикційних накладок до гальмівної стрічки, їхній зовнішній радіус кривини дорівнює внутрішньому радіусу кривини сталевих стрічки, чим забезпечується їх повний контакт. По мірі спрацювання матеріалу фрикційних накладок початковий радіус кривини сталевих стрічки зменшується при незмінному зовнішньому радіусі кривини. При цьому

деформація гальмівної стрічки має нерівномірний характер по дузі обхвату у зв'язку з тим, що вона проявляється тільки на ділянках стрічки, розміщених між фрикційними накладками. Крім того, жорстке кріплення фрикційних накладок до гальмівної стрічки призводить до зниження загальної гнучкості стрічки, перешкоджає їхньому самовстановленню по відношенню до бігової доріжки гальмівного шківа, погіршує умови їхнього припрацювання до робочої поверхні шківа, що призводить до виникнення місцевих перегрівів накладок, їхньому частковому обгоранню і передчасному виходу з ладу. З метою покращання самовстановлення фрикційних накладок і швидкодії їхнього припрацювання до поверхні тертя шківа, не рекомендується виготовляти накладки занадто довгими. Чим коротше накладки, тим краще вони розміщуються по поверхні шківа, швидше припрацьовуються до поверхні тертя, що веде до збільшення фактичної площі контакту. Так, для стрічково-колодкових гальм із діаметром шківа більше 1,0 м довжина накладки приймається в межах 120-160 мм. Ставити накладки коротше 100 мм на діаметри шківа більше 1,0 м не рекомендується. Це викликано тим, що встановлення занадто коротких накладок може викликати їхній перекося під дією значних сил тертя. Крім того, зменшення довжини накладки призводить до збільшення їх необхідного числа, а значить, до збільшення трудомісткості виготовлення та заміни.

Таким чином, встановлено вплив конструктивних параметрів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок на закономірності зміни поверхневих температур пар тертя їхніх фрикційних вузлів. Перейдемо тепер до експлуатаційних параметрів гальма на різних стадіях його гальмування.

#### 4.1.2. Експлуатаційних.

У стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок при гальмуваннях (одиничних, циклічних, довготривалих) на теплонавантаженість їхніх фрикційних вузлів впливають наступні

експлуатаційні параметри: натяг збігаючої гілки стрічки, кількість гальмувань, час гальмування, питомі навантаження, гальмівні моменти; мікронерівності внутрішньої поверхні гальмівної стрічки та робочої поверхні гальмівного шківа та частоти його обертання, а також час їхнього природного охолодження.

На рис. 4.4 а, б наведена залежність поверхневої температури ( $t, ^\circ\text{C}$ ) зовнішніх (а) та внутрішніх (б) фрикційних вузлів нетрадиційного гальма від кількості гальмувань ( $n$ ) при натязі збігаючої гілки гальмівної стрічки  $S_3 = 800 \text{ Н}$ . Статистична обробка результатів експериментальних досліджень залежності поверхневої температури зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів від кількості гальмувань при довірливій вірогідності 0,95 та 0,90 була виконана з допомогою програми, наведеної в додатку Д. Результати розрахунків наведені в додатку П.

З даних графічних залежностей випливає, що інтенсивність зростання поверхневої температури на зовнішніх парах тертя є вищою, ніж на внутрішніх парах при кількості гальмувань від 60 до 90. В кінці 150-го гальмування поверхнева температура внутрішніх фрикційних вузлів є вищою на  $30,0 ^\circ\text{C}$  ніж зовнішніх. Пояснюється це тим, що темп нагрівання ободу шківа по товщині є набагато нижчим, ніж гальмівної стрічки до 90-го гальмування.

Статистична обробка результатів експериментальних досліджень залежності поверхневої температури у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками від питомих навантажень при довірливій вірогідності 0,95 та 0,90 була виконана з допомогою програми, наведеної в додатку Д. Результати розрахунків наведені в додатку Р.

Для встановлення впливу питомих навантажень, що виникають у зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлах, на величини поверхневих температур стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками (рис. 4.4 в, г) розглядалося два випадки:

1) при сталій величині гальмівного моменту, коли збільшення питомих

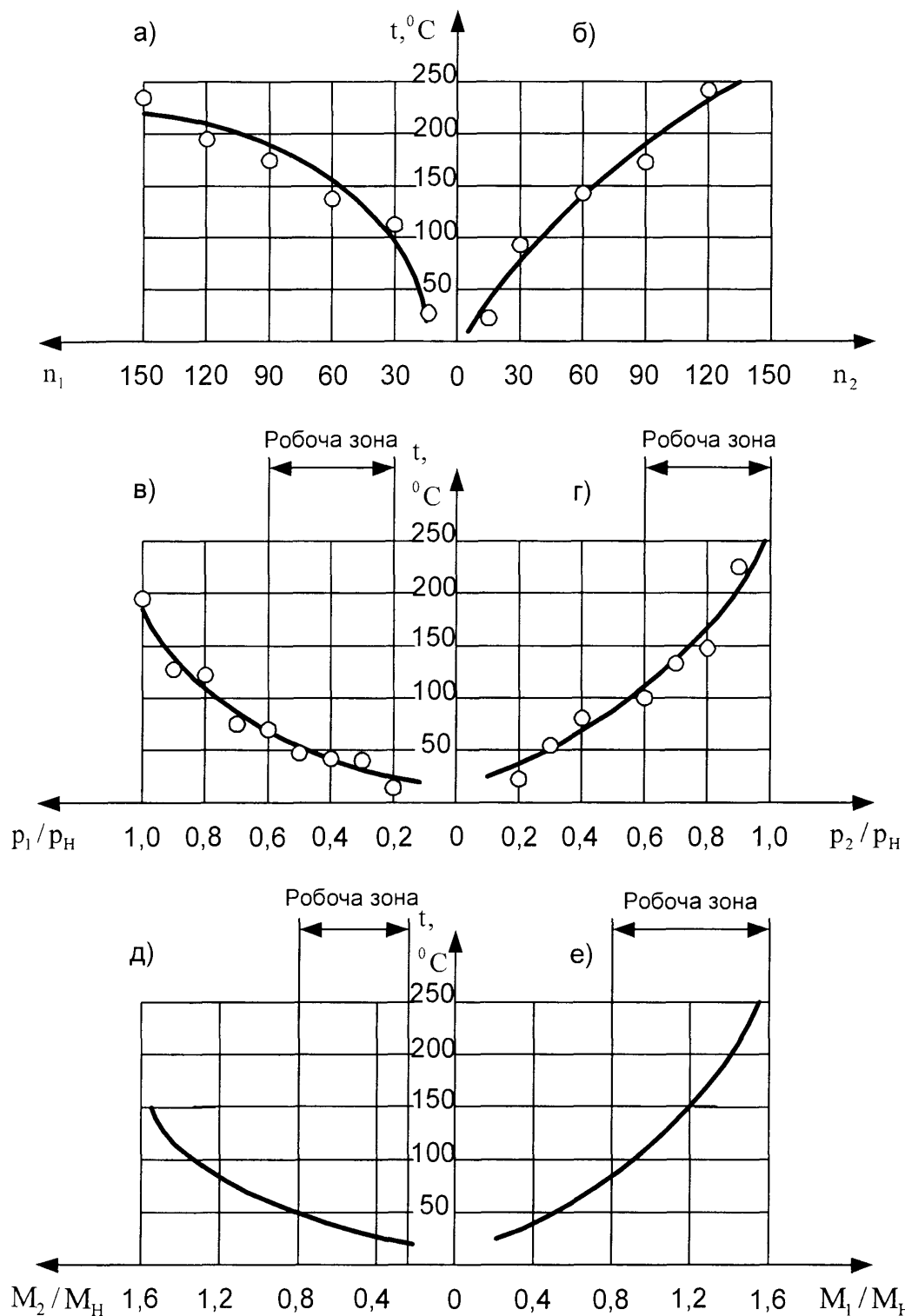


Рис. 4.4 а, б, в, г, д, е. Залежність поверхневої температури ( $t$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ) у зовнішніх (а, в, д) і внутрішніх (б, г, е) фрикційних вузлах модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками від кількості гальмувань ( $n$ ), питомих навантажень ( $p/p_H$ ) та гальмівних моментів ( $M/M_H$ ) при  $S_3 = 800 \text{ Н}$

навантажень досягалося збільшенням кроку між фрикційними накладками в бандажі, який охоплює гальмівний шків. При цьому зменшували їхню кількість, і відповідно, це призвело до зменшення площі взаємодії накладок із гальмівною стрічкою та шківом;

2) при сталій контактній площі фрикційних накладок. При цьому збільшення питомих навантажень зумовлює збільшення гальмівного моменту (рис. 4.4 д, е).

В обох випадках збільшення питомих навантажень у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах гальма супроводжувалося деяким підвищенням поверхневої температури. В першому випадку це пояснюється збільшенням питомої роботи тертя, яка припадає на кожний квадратний міліметр поверхні тертя накладки, у другому – зростанням інтенсивності гальмування.

Багаточисельними дослідженнями встановлено [1, 8, 28, 50], що інтенсивність генерування теплоти в зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлах гальма залежить від швидкості гальмування: чим інтенсивніше уповільнюється бурильна колона при її спуску в свердловину, тим більш високі температури розвиваються на вказаних вище поверхнях тертя.

При зменшенні часу гальмування як зовнішніми, так і внутрішніми фрикційними вузлами, утворення теплоти відбувається за більш короткий проміжок часу. Хоча матеріал гальмівної стрічки та шківа має високу теплопровідність, вона є кінцевою величиною, і для розподілення теплоти, особливо по масі шківа, вимагає деякого часу. Інтенсивніше радіаційне природне охолодження відбувається під час першої та третьої стадії гальмування, оскільки саме цим стадіям притаманна найвища поверхнева температура. Зі зменшенням часу гальмування збільшуються поверхневі температури, що зумовлює зменшення інтенсивності радіаційного охолодження. Більше того, при зменшенні часу гальмування на першій та третій стадіях робота гальмування дещо збільшується. Це зумовлено тим, що з плином часу, натяг між внутрішніми поверхнями фрикційних накладок та

зовнішньою поверхнею гальмівного шківa дещо послаблюється, через зміну жорсткості пружних елементів, що з'єднують накладки у кільце, а також через їхнє спрацювання. Отже, для забезпечення ефективності гальма до нього необхідно прикласти більш великі замикаючі зусилля, що спричиняє зростання поверхневих температур.

Оброблена робоча поверхня гальмівної стрічки і шківa, яка б вона точна не була, має відхилення профілю поверхні від геометричної форми, заданої кресленнями деталей. Для даних фрикційних вузлів в кресленнях не вказується необхідний напрям слідів обробки, які впливають на фрикційні властивості контакту. Згідно роботи [70] розрізняють макровідхилення (нерегулярні відхилення поверхні від правильної геометричної форми), хвилястість (більш-менш періодичні мікровідхилення від геометричної форми деталі, що являють собою практично рівні за розмірами підвищення і впадини) та шорсткість (мікровідхилення геометричного профілю хвилястої поверхні від геометричної форми). І. В. Крагельський на основі молекулярно-механічної теорії тертя обґрунтував і показав експериментально, що із зниженням шорсткості від грубої поверхні до дзеркально-гладкої сила тертя спочатку зменшується, потім стає сталою, а при низькій шорсткості збільшується. Проте відомо, що для зниження деформаційної складової тертя необхідно зменшити висоту мікронерівностей і збільшити опорну площу поверхні, що призведе до зменшення питомих навантажень в зоні контакту, і як наслідок, до зниження її поверхневих температур. В той же час для зниження адгезійної складової тертя необхідно, навпаки, збільшити висоту мікронерівностей і зменшити опорну площу поверхні, що зразу ж призведе до виникнення великих питомих навантажень і високих локальних поверхневих температур в зоні контакту.

В нетрадиційному стрічково-колодковому гальмі за цикл гальмування зміна шорсткості при припрацюванні здійснюється за рахунок контактування м'якого фрикційного матеріалу, тобто зовнішньої і внутрішньої поверхні фрикційних накладок (НВ 12-45) з твердими, тобто внутрішньою поверхнею

гальмівної стрічки та робочою поверхнею гальмівного шківa (НВ 207-250), що обумовлено настроюванням шорсткості поверхонь накладок під шорсткості поверхонь металічних фрикційних елементів. На зовнішніх фрикційних вузлах гальма це викликано деформацією зовнішніх поверхонь фрикційних накладок (м'якого матеріалу) мікронерівностями внутрішньої поверхні гальмівної стрічки (твердого матеріалу) і перетворенням пластичних деформацій в зоні дотику в пружні. На поверхнях внутрішніх фрикційних вузлів відбувається наступне. При відносному переміщенні мікронерівності робочої поверхні гальмівного шківa, ковзаючи по внутрішнім поверхням фрикційних накладок, відтісняють її матеріал, створюючи перед собою хвилі (валики). У зв'язку з великими розмірами номінальної площі дотику внутрішніх фрикційних вузлів створюються десятки хвиль, по яких відбувається їхній контакт. Хвилі в загальному випадку мають форму витягнутих еліпсів. При контакті, хвилі переважно отримують пружну деформацію, а мікронерівності, розміщені на них, отримують пружну і пластичну деформацію. При пружних деформаціях в процесі припрацювання в зонах взаємодії зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма, внаслідок спрацювання їхніх поверхонь, знищуються ті мікронерівності, які попадають під найбільший силовий вплив (коли фрикційні накладки попадають під набігаючу гілку гальмівної стрічки). В наслідок з'являються нові мікронерівності, як на зовнішніх, так і на внутрішніх поверхнях фрикційних вузлів гальм, відмінні за своїми розмірами і формою від спрацьованих, що викликають менший силовий вплив. Така взаємодія поверхонь зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма, через деякий час роботи призводить до появи усталеної шорсткості, яка на протязі певного часу не змінюється. Усталена шорсткість відповідає мінімально можливим в даних умовах коефіцієнтам тертя. Тому необхідно виходити з того, що чистота обробки робочої поверхні гальмівної стрічки повинна бути як мінімум на два класи вищою, ніж робочої поверхні гальмівного шківa. Це технологічне рішення не призведе до порушень умов працездатності нетрадиційного



стрічково-колодкового гальма коли  $f_2$  (коефіцієнт тертя в внутрішніх фрикційних вузлах) буде більше  $f_1$  (коефіцієнт тертя у зовнішніх фрикційних вузлах). При цьому висота мікронерівностей поверхонь тертя зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма допускається до 1,5-3,9 мк.

Останніми експлуатаційними параметрами, які впливають на тепловий стан фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, є частота обертання гальмівного шківа і час його природного охолодження.

На рис. 4.5 наведені залежності поверхневих температур зовнішніх (1) і внутрішніх (2) пар тертя фрикційних вузлів модельного і серійного (3) стрічково-колодкового гальма від частоти обертання гальмівного шківа на протязі 45 хвилин при температурі повітря 18°C.

Особливістю експериментальних досліджень є те, що після 150-ти циклічних гальмувань, зроблених спочатку фрикційними вузлами модельного серійного, а потім нетрадиційного гальма було досягнуто їхнього теплового стану, відповідаючого, відповідно, 250 °C (165 і 215 °C). Після чого гальмівний шків в модельному серійному і нетрадиційному гальмі при кожній з частот 150, 100 і 50 хв<sup>-1</sup> обертася на протязі 15 хв. При частоті обертання шківа 150 хв<sup>-1</sup> різниця в поверхневих температурах шківа в серійному і нетрадиційному гальмі складала майже 65°C, при 100 хв<sup>-1</sup> – 40°C, а при 50 хв<sup>-1</sup> – 35°C. Звідси випливає, що інтенсивність природного охолодження робочої поверхні гальмівного шківа в модельному стрічково-колодковому гальмі вище, ніж в його серійній конструкції, при цьому чим вища частота обертання гальмівного шківа, тим вище інтенсивність його охолодження. Пояснюється це тим, що наявність фрикційних накладок на гальмівному шківі, що виконують свого роду роль дефлекторів, сприяє збільшенню повітрообміну в зазорах між робочими поверхнями гальмівної стрічки і шківа. Крім того, є ще одна суттєва різниця в циркуляції повітря в зазорах модельного серійного і нетрадиційного стрічково-колодкового гальма: в першому охолоджуване повітря тече і

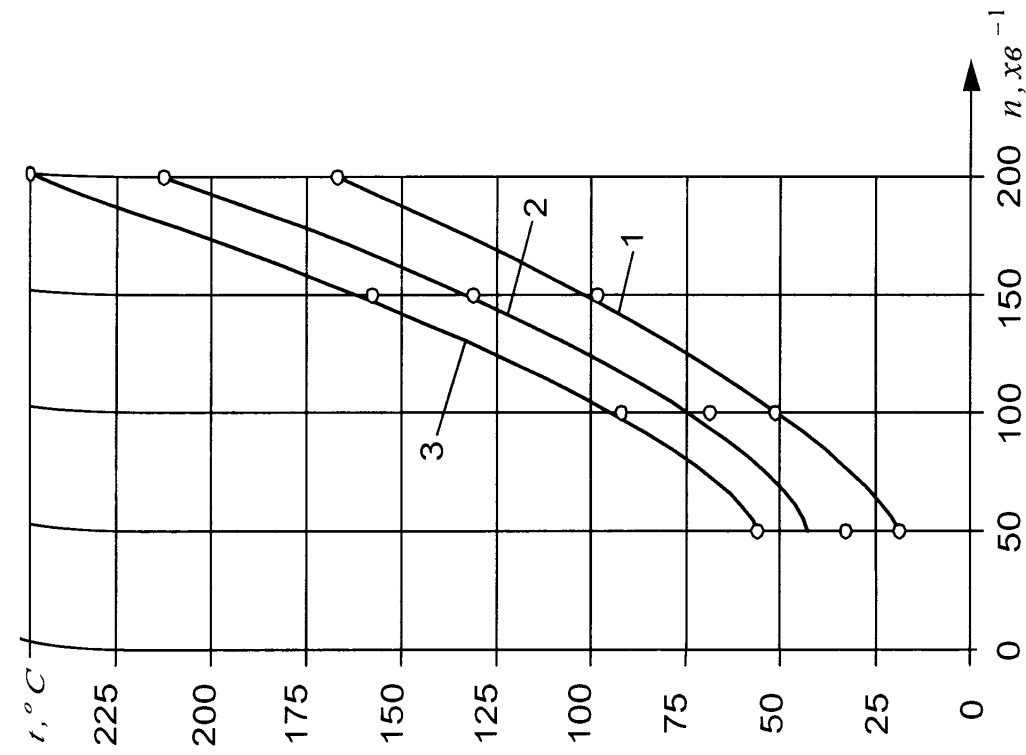


Рис. 4.5 Залежність поверхневих температур зовнішніх (1) і внутрішніх (2) фрикційних вузлів модельного нетрадиційного та серійного (3) стрічково-колодкового гальма від частоти обертання гальмівного шківів за час 45 хв.

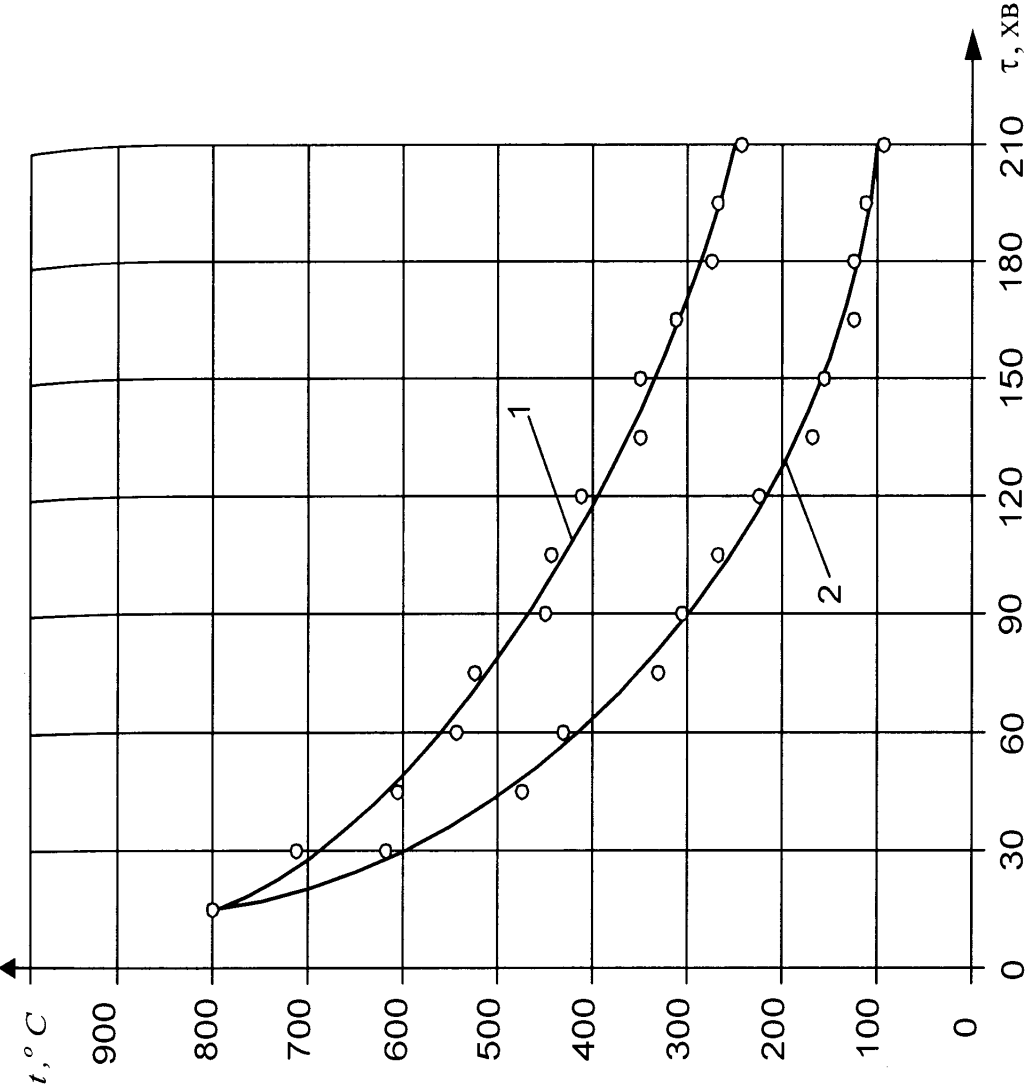


Рис. 4.6 Залежність поверхньої температури нерухомого шківів нетрадиційного (1) та серійного (2) стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 від часу природного охолодження

турбулізується, а в другому – тече, турбулізується, завихрюється, при цьому охолоджується само.

Трохи інакша картина спостерігається при дослідженні поверхневих температур нерухомого нетрадиційного (1) та серійного шківа (2) стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 від часу природного охолодження, наведеного на рис. 4.6. З останнього неважко побачити, що інтенсивність природного охолодження робочої поверхні гальмівного шківа в серійному гальмі за один і той самий час (210 хв.) приблизно в 1,45-1,6 рази вище, ніж гальмівного шківа в нетрадиційному гальмі. Пояснюється це тим, що наявність фрикційних накладок на робочій поверхні гальмівного шківа, що є свого роду термоізоляційними прокладками, суттєво знижує радіаційний теплообмін з оточуючим його повітрям.

На основі вище викладеного перейдемо до оцінки інтенсивності теплообміну в нетрадиційному гальмі.

#### 4.2. Оцінка інтенсивності теплообміну при природному охолодженні фрикційних вузлів гальма

Нетрадиційне стрічково-колодкове гальмо з рухомими фрикційними накладками є неоднорідним тілом: в його склад входять матеріали з різною теплоємністю і коефіцієнтом теплопровідності, а величина поверхні тепловіддачі його в процесі роботи змінюється (за рахунок утворення пар тертя зовнішніх фрикційних вузлів), а також відходу гальмівної стрічки від зовнішніх поверхонь фрикційних накладок (що помітно збільшує поверхню тепловіддачі і тепловіддачу, яка на різних стадіях гальмування і між ними різна).

На підставі дослідних даних, отриманих при природному охолодженні фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, перейдемо до оцінки інтенсивності теплообміну.

Результати розрахунків експлуатаційних параметрів природного охолодження фрикційних вузлів нетрадиційного гальма виконані по розробленій методиці і наведені на рис. 4.7 а, б, в. Останні виражають зміни секундної витрати повітря, яке повздовжно і поперечно омиває фрикційні вузли стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки, в залежності від степені їхнього нагрівання. Аналіз номограм, наведених на рис. 4.7 а, б, в показує, що кількість повітря, яке поперечно омиває робочі елементи гальма, в інтервалі поверхневих температур від 100 до 1000 °С у середньому в 909 раз менше, від кількості повітря, яке поступає в зазори між внутрішньою поверхнею стрічки, зовнішніми і боковими поверхнями фрикційних накладок. Швидкість повітря при поперечній зміні в інтервалі вищевказаних поверхневих температур фрикційних вузлів гальма в процесі гальмування в 5,1 рази вище, ніж при розімкненому гальмі. Зміна повітря при розімкненому гальмі відбувається в 4,96 рази повільніше, ніж при гальмуванні.

При порівнянні коефіцієнтів тепловіддачі, визначених по одержаним раніше залежностям (2.8) - (2.14) і наведених у вигляді графіків на рис. 4.7 а, б від нагрітих фрикційних вузлів гальма при поперечній схемі циркуляції омиваючого повітря бачимо, що при розімкненому гальмі їх значення в 21,23 рази вище, ніж при працюючому.

Якщо порівняти витрати, швидкість і час зміни повітря при поперечній і повздовжній змінах омивання повітрям деталей розімкненого гальма (рис. 4.7 б, в), то бачимо, що витрати повітря при поперечній зміні в 7,46 рази вище, чим при повздовжній. Ця обставина обумовлена тим, що швидкість повітря і час його зміни в 852 і в 2,37 рази вище в повздовжній схемі, чим в поперечній схемі омивання деталей гальма.

Нижче наведені значення коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією від відкритої частини шків гальмівної стрічки в процесі гальмування в залежності від кутової швидкості ковзання пар тертя гальма; при кутовій швидкості обертання шків, що дорівнює 3, 6, 9, 12 і 15 с<sup>-1</sup> значення коефіцієнтів

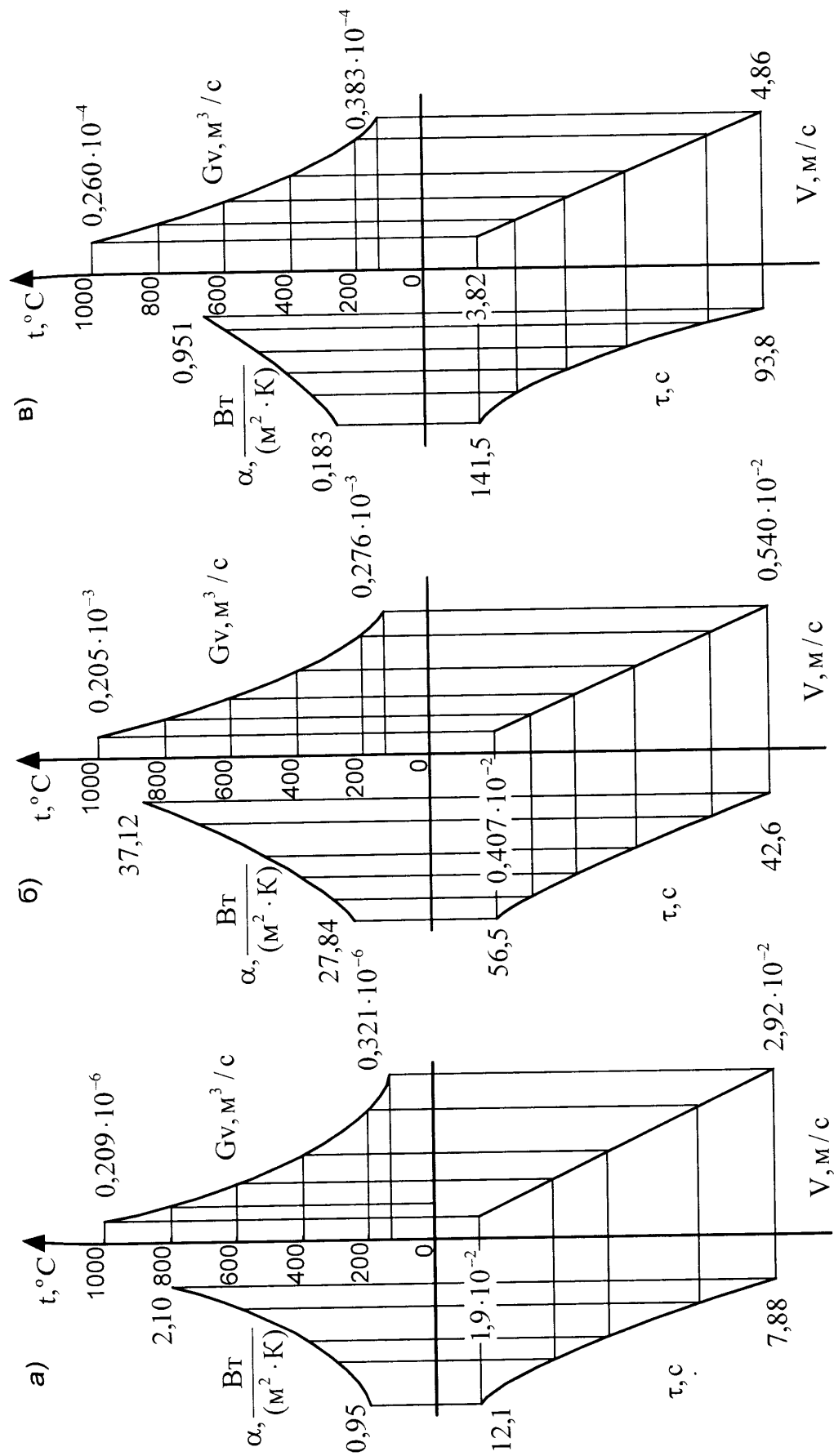


Рис. 4.7 а, б, в. Номограма для визначення коефіцієнтів тепловіддачі від нагрітих деталей стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки У2-5-5 при: а, б – поперечній схемі циркуляції повітря (гальмування і гальмо розімкнене); в – повздовжній схемі циркуляції повітря (гальмування).

тепловіддачі конвекцією, відповідно, дорівнюють 3,64; 1,81; 1,21; 0,905 і 0,725 Вт/(м<sup>2</sup> · К). Таким чином, із збільшенням кутової швидкості ковзання пар тертя нетрадиційного гальма спостерігається зниження коефіцієнта тепловіддачі конвекцією від шківів внаслідок зменшення часу взаємодії його робочої поверхні з омиваючим повітрям.

Числові значення коефіцієнтів тепловіддачі випромінюванням від поверхні гальмівного шківів, фрикційних накладок, а також від внутрішньої поверхні гальмівної стрічки знаходимо по залежності, наведеній в роботі [103].

По запропонованій методиці визначені коефіцієнти тепловіддачі від металевих фрикційних елементів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками в інтервалі поверхневих температур шківів від 100 до 1000 °С, які змінюються при повздовжній (0,077-1,161) Вт/(м<sup>2</sup> · К) і поперечній (17,4-23,2) Вт/(м<sup>2</sup> · К) змінах омивання їх повітрям у випадку його розімкненого стану, а також замкненому гальмі при поперечній зміні від 0,95 до 2,1 Вт/(м<sup>2</sup> · К). При тепловіддачі випромінюванням поверхонь тертя гальма в інтервалі поверхневих температур від 100 до 1000 °С коефіцієнт випромінюванням змінюється від 5,0 до 138,5 Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Аналіз результатів примусового охолодження нетрадиційного гальма з серійним гальмом бурової лебідки У2-5-5 показує, що перший приблизно в 1,3 рази швидше охолоджується, ніж другий. Але, незважаючи на таку високу ефективність охолодження, в нетрадиційному гальмі необхідно з теплової точки зору розвантажувати пари тертя внутрішніх фрикційних вузлів.

#### 4.3. Особливості розробки методики розрахунку теплонавантаженості пар тертя нетрадиційного гальма

Специфічність роботи стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок вносить відповідні корективи в

методики розрахунку параметрів динамічних і теплових процесів зовнішніх та внутрішніх їхніх фрикційних вузлів.

Відомо, що режими навантаження гальмівної системи визначаються конструктивними і тепловими параметрами його фрикційних вузлів.

Конструктивні параметри гальмівної системи бурової лебідки включають в себе: радіуси робочих поверхонь, ширину і товщину гальмівної стрічки, фрикційних накладок та гальмівного шківів; кути обхвату шківів гальмівною стрічкою з фрикційними накладками; крок встановлення нерухомих фрикційних накладок під гальмівною стрічкою.

В серійному стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки реалізуються циркуляційні повітряні об'єми, які утворені зазорами: при розімкнутому гальмі – між зовнішніми робочими і бічними поверхнями фрикційних накладок, робочою поверхнею шківів та внутрішньою (робочою) поверхнею гальмівної стрічки; при гальмуванні – між бічними поверхнями фрикційних накладок, робочою поверхнею шківів та внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки.

Якщо розглядати стрічково-колодкове гальмо з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок, то у порівнянні з серійним гальмом необхідно враховувати наступне: кути обхвату шківів накладками і накладок гальмівною стрічкою; крок встановлення фрикційних накладок на робочу поверхню гальмівного шківів.

В розглядуваному типі гальма реалізуються циркуляційні повітряні об'єми, які утворені зазорами: при розімкнутому гальмі – між робочими і бічними поверхнями фрикційних накладок, внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки і робочою поверхнею шківів; при гальмуванні – між внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки, бічними поверхнями фрикційних накладок і робочою поверхнею шківів. При цьому важливу роль відіграють теплофізичні властивості матеріалів, які використовуються у гальмах: коефіцієнт теплопровідності, питома теплоємність, густина, коефіцієнт температуропровідності. Крім того, одну з основних ролей відіграють умови

відведення генерованої теплоти від пар тертя фрикційних вузлів: температура довкілля, коефіцієнт розподілу теплових потоків, температурний градієнт, площа тепловіддачі нагрітих деталей, коефіцієнт тепловіддачі.

Зупинимося коротко на впливі останніх чотирьох параметрів на теплонавантаженість гальма.

#### Коефіцієнт розподілу теплових потоків між фрикційними вузлами гальма.

В серійному стрічково-колодковому гальмі гальмівний шків сприймає 95% від усієї генерованої теплоти, а решту (5%) – внутрішні поверхні фрикційних накладок. В такому гальмі фрикційна накладка являє собою ізоляційний прошарок і перешкоджає реалізувати гальмівну стрічку як поверхню теплообміну.

В стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок ефективно працюють пари тертя двох фрикційних вузлів: внутрішня поверхня гальмівної стрічки – зовнішні поверхні фрикційних накладок і внутрішні поверхні фрикційних накладок – робоча поверхня гальмівного шківа. В цьому випадку коефіцієнт розподілу теплових потоків для зовнішніх фрикційних вузлів складає 25-30%, а для внутрішніх – 75-70%. В такій конструкції тіло фрикційної накладки виконує функцію ізоляційного прошарку між тепловими потоками двох фрикційних вузлів, не перешкоджаючи ефективному теплообміну гальмівної стрічки.

Температурний градієнт по товщині гальмівної стрічки і гальмівного шківа, а також по поверхнях фрикційної накладки.

При розгляді температурних градієнтів, які виникають в металевих фрикційних елементах, зокрема гальмівному шківі, необхідно враховувати його критичну усталену температуру, яка характеризує теплову рівновагу шківа при мінімальному температурному градієнтові по його товщині в інтервалі температур, що перевищують допустимі для фрикційних матеріалів. Розрахунковим шляхом визначене та експериментальне підтверджене значення



критичної усталеної температури шківа стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

Гальмівна стрічка на першій стадії гальмування стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок швидко прогрівається через її невелику товщину, тому в ній практично відсутні температурні градієнти. В зв'язку з тим, що прогрівання верхніх шарів зовнішньої та внутрішньої поверхні фрикційних накладок є незначним, їхній температурний градієнт по товщині буде невеликим. Значним за величиною буде градієнт по довжині зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок.

У втомному руйнуванні фрикційних накладок вирішальну роль відіграють механічний та тепловий фактор. Теплова втома виникає в результаті аперіодичного нагрівання та природного охолодження, що спричиняє виникнення циклічних напружень в накладці, а також надмірних теплових градієнтів по її поверхнях. Окремим випадком теплової втоми є теплове розтріскування, яке виникає в результаті раптового надмірного навантаження. Механічна втома пояснюється повторними напруженнями в матеріалах деталей фрикційного вузла. Аналіз мікрорізу вказує на раптове руйнування фрикційного матеріалу, попередньо ослабленого тепловим впливом, який найбільш яскраво проявляється при підвищених поверхневих температурах і різкому навантаженні гальма.

Площа тепловіддачі деталей стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок. Даний параметр суттєво впливає на ефективність кондуктивного, конвективного і радіаційного теплообміну. В даному гальмі спостерігається зменшення поверхні теплообміну шківа за рахунок більш повного покриття його робочої поверхні внутрішніми поверхнями фрикційних накладок. Необхідно зауважити, що зазначений недолік в певній мірі компенсується відкритими поверхнями теплообміну гальмівної стрічки.

Коефіцієнт тепловіддачі від металевих елементів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок. Даний параметр в значній мірі впливає на інтенсивність теплорозсіювання з поверхонь гальмівного шківів та стрічки і, в кінцевому результаті, на загальний тепловий баланс зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма. В загальному випадку коефіцієнт тепловіддачі залежить від форми та розмірів поверхонь, які беруть участь в процесах теплообміну, термодинамічних параметрів повітря, яке циркулює в об'ємах, утворених елементами гальма, та інших чинників.

Все вище викладене стосовно теплонавантаженості стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок і обумовило розгляд питання стосовно вирівнювання теплового стану їхніх фрикційних вузлів.

4.4. Вирівнювання теплонавантаженості фрикційних вузлів гальма при інтенсифікації їхнього примусового охолодження

Основною задачею підвищення ефективності та надійності нетрадиційного стрічково-колодкового гальма є збільшення ресурсу його фрикційних вузлів, що можливо за допомогою двох шляхів. Перший шлях – вирівнювання питомих навантажень у зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлах, а другий шлях – вирівнювання поверхневих температур у внутрішніх фрикційних вузлах. Останнє конструктивне рішення відноситься в однаковій мірі по важливості як до нетрадиційного, так і до серійного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Розглянемо конструкцію серійного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки із системою охолодження, розроблену в співавторстві. Остання працює на термоелектричному ефекті охолодження пар тертя гальма.

На рис. 4.8 а показаний фрагмент стрічково-колодкового гальма із системою термоелектричного охолодження; на рис. 4.8 б, в – поперечні розрізи

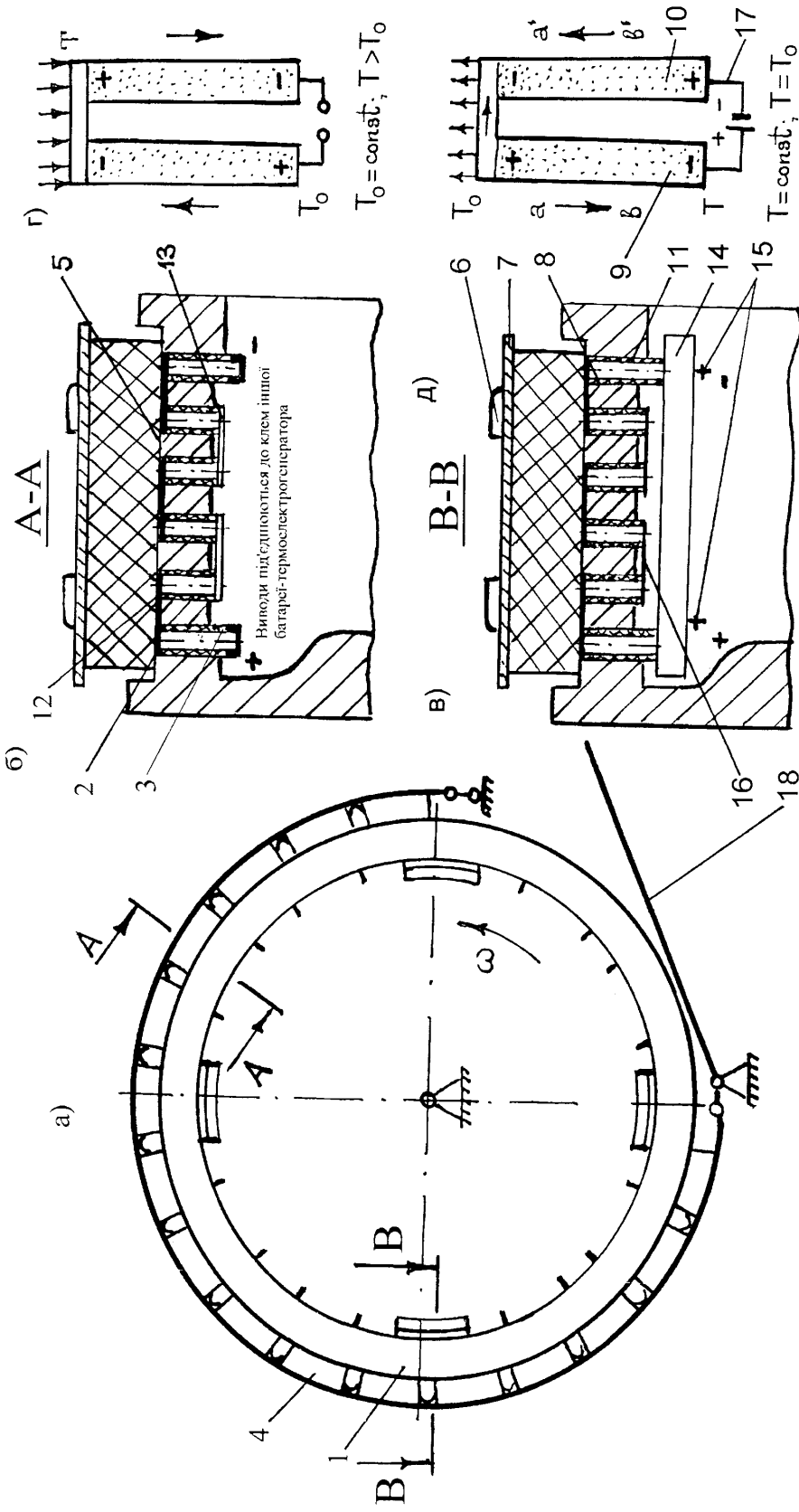


Рис. 4.8 а, б, в, г, д. Система і спосіб охолодження стрічково-коловкового гальма: 1, 2, 3, 8, 11 – гальмівний шків із робочою і неробочою поверхнями і наскрізні отвори в його тілі; 4, 5 – фрикційні накладки з робочою поверхню; 6 – кріпильні вусики; 7 – гальмівна стрічка; 9, 10 – термоелементи; 12 – металеві пластини; 13 – теплообмінник; 14 – акумуляторна батарея; 15 – клеми джерела струму; 16 – перемичка; 17 – зовнішній електричний ланцюг; 18 – важіль керування.

по А-А і В-В відповідно, пар тертя з термобатарейми-термоелектрогенераторами і з термобатарейми-термоелектроохолодильниками; на рис. 4.8 г, д – схеми роботи термобатарей у режимах термоелектрогенераторів і термоелектроохолодильників.

Система охолодження стрічково-колодкового гальма має гальмівний шків 1 із робочою 2 і неробочою 3 поверхнями, фрикційні накладки 4 із робочою поверхнею 5, які за допомогою вусиків 6 прикріплені до гальмівної стрічки 7. У тілі шківа 1 по його ширині виконані наскрізні отвори 8, у які встановлені напівпровідникові термоелементи 9 і 10 із n- і p- типом провідності. Термоелементи 9 і 10 сполучені між собою попарно втопленими металевими пластинами 12 і складають із робочою поверхнею 2 шківа 1 єдине ціле.

Термоелементи 9 і 10 із металевими пластинами 12 утворюють гарячий спай термобатарей. З іншого кінця термоелементи 9 і 10, виступаючи над робочою поверхнею 2 шківа 1, починаючи з другого термоелемента 10, сполучені між собою попарно П-подібними теплообмінниками 13. У цьому випадку термоелементи 10 і 9 спільно із теплообмінниками 13 утворюють холодний спай термобатарей. Крайні термоелементи 9 і 10 мають виводи, які підключаються паралельно до аналогічних клем термобатарей, в результаті чого одержуємо зовнішній електричний ланцюг (не показаний). Такі термобатарей працюють у режимі термоелектрогенератора.

У термобатарейми-термоелектроохолодильниках гарячі спаї крайніх термоелементів 9 і 10 із боку неробочої поверхні 3 шківа 1 підключені до акумуляторної батареї 14, а термоелементи, починаючи з другого, попарно сполучені між собою металевою перемичкою 16. Холодний спай термобатарейми-термоелектроохолодильника виконаний аналогічно гарячому спаю термобатарейми-термоелектрогенератора.

Акумуляторна батарея 14 своїм підключенням до термоелементів 9 і 10 утворює зовнішній електричний ланцюг 17. Підзарядка акумуляторних батарей 14 здійснюється підключенням до клем 15 джерела постійного

струму. Термобатареї-термоелектрогенератори і термобатареї-термоелектрохолодильники розташовані на неробочій поверхні 3 шківів 1 симетрично, що не веде до їхнього розбалансування. Кількість батарей та схема їхнього підключення між собою залежить від теплонавантаженості стрічково-колоткового гальма. Керування останнім здійснюється за допомогою важеля 18.

Для реалізації способу охолодження розглянемо принцип роботи термобатареї, складеної з двох напівпровідникових матеріалів із n- і p- типом провідності (рис. 4.8 г, д). Якщо при взаємодії робочих поверхонь 2 шківів 1 і робочих поверхонь 5 накладок 4 температура металевої пластини 12 збільшується в порівнянні з температурою  $T_0$  холодних спаїв термоелементів 9 і 10 ( $T > T_0$ ), тоді теплова енергія атомів їх гарячих спаїв зростає. Ця енергія витрачається на перехід електронів у вільний стан. У результаті на гарячому спаї термоелементів 9 і 10 з'являється більше вільних електронів і з більш високою тепловою енергією, чим на холодному спаї, який заряджається при цьому негативно. Внаслідок теплового руху атомів у термоелементі 10 частина електронів надходить з гарячої зони. На їхньому місці з'являються вільні (незайняті) місця-дірки, які мають позитивний заряд. Напрямок переміщення дірок, як позитивних зарядів, збігається з напрямком електричного поля, тому їх рух прискорюється. Зайняти вивільнені місця (дірки) можуть електрони, енергія яких наближена до енергії дірки. Але електрони, що рухаються проти електричного поля, сповільнюються і переходять у зону менших швидкостей, а на їхньому місці утворюються нові дірки. Таким чином, відбувається переміщення дірок до холодного спаю термоелементів 10, і він заряджається позитивно. При замиканні зовнішнього ланцюга в ньому спостерігається електричний струм, обумовлений саме різницею температур. Фактично має місце ефект Зеебека, а сама батарея є термоелектрогенератором.

Якщо ж по ланцюгу, всі елементи якого знаходяться в однакових температурних умовах ( $T=T_0$ ) пропустити електричний струм у напрямку зазначеному на рис. 4.8 д, то вільні електрони почнуть переміщуватися в термоелементі 9 від спаю  $a$  до спаю  $b$ , причому цей рух є сповільненим, оскільки електрони гальмуються електричним струмом. Рух електронів від спаю  $a$  до спаю  $b$  супроводжується переносом енергії. На спаї  $a$  електрони, відбираючи енергію атомів, набувають кінетичну енергію; на спаї  $b$ , взаємодіючи з атомами кристалічної решітки напівпровідника, вони віддають йому енергію. У зв'язку з цим, спай  $a$  охолоджується, а спай  $b$  нагрівається. Причому скупчення електронів на спаї  $b$  сприяє тому, що він заряджається негативно, а спай  $a$  - позитивно.

У термоелементі 10 із дірковою провідністю напрямком електричного струму збігається з напрямком переміщення дірок: від спаю  $a'$  до спаю  $b'$ , внаслідок чого дірки прискорюються. Як уже відзначалося, що утворені вакантні місця можуть зайняти електрони з рівнем енергії, близьким до енергії дірки, тому найбільш інтенсивний рух електронів спостерігається біля спаю  $b'$ . Тут електрони, взаємодіючи з атомами, підвищують їхню внутрішню енергію, що витрачається на нагрівання цього спаю. В міру руху від спаю  $b'$  до спаю  $a'$  вздовж гілки термоелемента 10 енергія електронів зменшується і подальше їхнє переміщення здійснюється за рахунок внутрішньої енергії атомів, внаслідок чого спай  $a$  охолоджується. Скупчення електронів на цьому спаї обумовлює його негативний заряд, а спай  $b'$  при цьому заряджений позитивно. Таким чином, пропускання постійного електричного струму через термобатарею призводить до виникнення перепаду температур на її спаях. На спаї  $a$  поглинається теплота, названа теплотою Пельтьє, на спаї  $b'$  виділяється теплота. Якщо від гарячого спаю термобатареї постійно відводити теплоту, то на холодному її спаї можна одержати дуже низькі температури. Таким чином, одержали термоелектрохолодильник.

Система охолодження стрічково-колодкового гальма працює таким чином. При замиканні гальма за допомогою важеля керування 18 на робочих поверхнях взаємодіючих пар, тобто шківа 1 і фрикційних накладок 4, генерується значна кількість теплоти. Велика частина теплоти поглинається гальмівним шківом 1 через високе значення коефіцієнта теплопровідності його матеріалу. При цьому в батареї-термоелектрогенераторі нагріваються металеві пластини 12 і від них частина теплоти іде шляхом теплопровідності через термоелементи 9 і 10 до холодних спаїв термобатареї, а потім передається П-подібним теплообмінникам 13, від яких розсіюється в навколишнє середовище при обертанні шківа 1. У той же час перепад температур  $T$  і  $T_0$  між гарячим і холодним спаєм термобатареї-термоелектрогенератора веде до того, що на її холодних спаях виникає термоЕРС і завдяки підключенню виводів термоелементів 9 і 10 до клем іншої батареї-термоелектрогенератора утворюється замкнений електричний ланцюг, що сприяє протіканню термоелектричного струму. Останній поглинає певну кількість теплоти від загальної кількості, що генерується на взаємодіючих поверхнях гальма. Незначна частина теплоти, що генерується, витрачається на нагрівання термоелементів 9 і 10 термобатареї.

До термобатареї, що працює в режимі термоелектроохолодильника, тобто до гарячих спаїв її термоелементів 9 і 10, під'єднано джерело постійного струму, тобто акумуляторна батарея 14. При цьому термоелемент 9 з електронною провідністю підключений до позитивної клеми, а термоелемент 10 із дірковою провідністю до негативної клеми акумуляторної батареї 14. У цьому випадку струм зворотного напрямку буде виділяти теплоту на гарячому спаї термоелементів 9 і 10 термобатареї і забирати теплоту від металевих перемичок 16, що контактують із тілом шківа 1, тобто за допомогою холодного спаю термобатареї.

При розмиканні гальма термобатареї продовжують працювати, проте, із різною ефективністю охолодження. Так, інтенсивність охолодження термобатареї-термоелектрогенераторів падає через зниження поверхневої

температури шківа 1. У той же час інтенсивність охолодження термобатарей-термоелектрогенераторів збільшується через постійну подачу електричного струму від акумуляторних батарей 14 на термоелементи 9 і 10, тобто на гарячі спаї термобатарей, і охолодженні металевих перемичок 16, а разом із ними і гальмівного шківа 1.

Спосіб охолодження стрічково-колодкового гальма полягає в тому, що паралельне підключення двох сусідніх термобатарей-термогенераторів дозволяє одержати замкнений електричний ланцюг із протікаючим по ньому не пульсуючим і збільшеним термоелектричним струмом. В результаті чого поглинається деяка кількість теплоти від загальної кількості теплоти, що генерується на взаємодіючих поверхнях гальма. При цьому спарені термобатарей-термоелектрогенератори знаходяться між окремими термобатареями-термоелектроохолодильниками.

При замкнутому і розімкнутому гальмі ефективність охолодження гальмівного шківа 1 термобатареями різна. Так, у батарей-термоелектрогенераторів вона зростає при замкнутому гальмі і падає при його розімкнутому стані. У батарей-термоелектроохолодильників ефективність охолодження протилежна, тобто зменшується при замкнутому гальмі та підвищується при його розімкнутому стані. Відзначена обставина і дозволяє залишати постійним градієнт температур між ділянками шківа 1, на яких встановлені термобатарей по його периметру, що сприяє інтенсифікації теплообміну від робочої 2 і неробочої 3 поверхонь гальмівного шківа 1.

В табл. 4.1 наведені розрахункові залежності для оцінки термодинамічних, енергетичних характеристик та коефіцієнтів корисної дії термобатарей, працюючих в режимах термоелектрогенератора та термоелектроохолодильника.

В табл. 4.1 використані наступні позначення:  $Q_x$ ,  $Q_{П1}$ ,  $Q_{П2}$ ,  $\Delta Q_{П}$ ,  $Q_T$ ,  $Q_d$  – кількість теплоти: яка проходить через термоелемент; Пельть'є, яка поглинається та виділяється на гарячих і холодних спаях термоелемента; різниця при ефекті Пельть'є; Томпсона з виділенням та поглинанням в гілках термоелемента; Джоуля з розподілом наполовину



Розрахункові залежності для оцінки теплових і електричних параметрів термобатарей, які працюють в режимах:

термоелектро-		холодильника
генератора		
$Q_X = \left( X_N \cdot \frac{A_N}{I_N} + X_P \cdot \frac{A_P}{I_P} \right) \cdot (T_\Gamma - T_X)$	при $X_N = X_P$ ;	$A_N = A_P$ ;
і якщо	$2 \cdot X \cdot \frac{A}{I} = K$ ;	$I_N = I_P$ ;
	$Q_X = K \cdot (T_\Gamma - T_X)$	(4.7)
$E = (L_P - L_N) \cdot (T_\Gamma - T_X).$	$I = \frac{E}{R+r} = \frac{(L_P - L_N) \cdot (T_\Gamma - T_X)}{R+r},$	де $r = \rho_P \cdot \frac{A_P}{I_P} + \rho_N \cdot \frac{A_N}{I_N}$ .
(4.8)		(4.9)
$W = I^2 \cdot R = \frac{E^2 \cdot R}{(R+r)^2},$	$Q_{П1} = (L_P - L_N)_\Gamma \cdot I \cdot T_\Gamma.$	$Q_{П2} = (L_P - L_N)_X \cdot I \cdot T_X.$
(4.10)		(4.11)
$\Delta Q_\Pi = Q_{П1} - Q_{П2} = 2 \cdot (L_P - L_N) \cdot I \cdot (T_\Gamma - T_X),$	але $(L_P - L_N) \cdot (T_\Gamma - T_X) = E,$	$\Delta Q_\Pi = E \cdot I = W.$
		(4.12)
$Q_\Gamma = \int_{T_\Gamma}^T \Gamma \frac{dL}{dT} IdT$		(4.13)
спай гарячий	спай холодний	спай холодний
$\Delta Q_{д1} = -0,5 \cdot E_1^2 / r$	$\Delta Q_{д2} = 0,5 \cdot E_2^2 / r;$	$\Delta Q_{д4} = 0,5 \cdot E_4^2 / r;$
(4.16)	(4.17)	(4.18)
	$Q_\Gamma = \int_{T_\Gamma}^T \Gamma \frac{dL}{dT} IdT$	(4.15)
	спай гарячий	
	$\Delta Q_{д3} = -0,5 \cdot E_3^2 / r;$	
	(4.19)	

між спаями термоелемента;  $A$  і  $l$  – відповідно, площі поперечного перерізу та довжини  $n$ - гілки;  $X$  – середньоінтегральні значення теплопровідностей гілок в інтервалі температур ( $T_{\Gamma} - T_X$ ), тобто гарячого та холодного спаїв;  $L_P, L_N$  – середні значення термoe.p.c. у заданому температурному інтервалі;  $E, \lambda_P, \lambda_{\Pi}$  – термоелектрорушійна сила та її коефіцієнти, відповідно, ланцюга та гілок термоелемента;  $I, R, r, \rho$  – сила струму, зовнішній та внутрішній опір ланцюга, питома густина матеріалів термоелементів;  $W$  – електрична потужність.

Залежності від (4.7) до (4.19) описують роботу термобатарей в режимах термоелектрогенератора та термоелектрохолодильника. Відрізняються залежності тільки з (4.14) і далі.

Умови стаціонарності процесу теплообміну мають місце лише у випадку рівності теплових потоків, обумовлених пропусканням електричного струму через термобатарею та кондуктивного теплового потоку і описується наступним рівнянням теплового балансу:

$$Q_X = Q_{\Pi} + Q_{\Gamma} + Q_{\Delta} \quad (4.20)$$

Таким чином розглянуто серійне стрічково-колодкове гальмо бурової лебідки з термоелектричною системою примусового охолодження, яке дозволяє перейти до системи охолодження гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок. Для цього необхідно термобатарей, які працюють в режимах термоелектрогенераторів та термоелектрохолодильників, розмістити у фрикційних накладках бандажа.

4.5. Економічна ефективність від використання фрикційних накладок з охолодженням типу “теплова труба” в нетрадиційному стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки

Розглянуті конструкції самоохолоджуючих фрикційних накладок вирішують мету підвищення ефективності роботи механічного гальма з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки. Використання даного

технічного рішення дозволить збільшити ресурс фрикційних накладок та гальмівного шківа.

Запропонована конструкція розглядається з точки зору впливу техніко-економічних показників на виробничий процес експлуатації свердловини. В цілому, використання прогресивного технічного рішення призводить до збільшення об'єму проходки свердловини за рахунок зменшення простою обладнання при заміні елементів та вузлів гальма.

Основна економія експлуатаційних витрат досягається за рахунок збільшення терміну використання фрикційних накладок і гальмівного шківа та скорочення простоїв бурової лебідки. Вартості матеріалів, деталей гальма, одного метра проходки, тарифні ставки працівників та трудомісткість операцій брались станом на 01.09.02 р. по даним Івано-Франківського УБР.

В якості базового об'єкта для використання самоохолоджуючих фрикційних накладок була використана бурова лебідка У2-5-5, в якій на гальмівний шків діаметром 1450 мм та шириною 240 мм було встановлено 22 накладки. Якщо на барабані встановити одне серійне та одне нетрадиційне гальмо, то можна порівняти їхню роботу. Встановлено, що довговічність фрикційних накладок з охолодженням збільшилась, в середньому, на 30%. Нижче наведено розрахунок економічної ефективності.

Кошторис витрат на виготовлення і монтаж гальма з рухомими фрикційними накладками і тепловими трубами.

Кошторис витрат на виготовлення і монтаж конструкції складаються з наступних статей:

- вартість матеріалів;
- вартість електроенергії;
- основна та додаткова зарплата робітників на виготовлення конструкції і нарахування на зарплату;
- накладні витрати.

Вартість матеріалів складає:

- 4-ох прутків діаметром 6 мм та довжиною 3,5 метра для виготовлення кілець бандажу – 29 грн.;
- прута для виготовлення 4-ох муфт кілець – 26 грн.;
- пружної проволочи 65Г для виготовлення 92-х пружин бандажу – 68 грн.;
- матеріалу для виготовлення 528-ми теплових труб – 122 грн.;
- мідного листа для виготовлення 528-ми пластин теплових труб – 146 грн.

Разом вартість матеріалів складає 391 грн.

Верстати, необхідні для виготовлення деталей гальма з рухомими фрикційними накладками і тепловими трубами, та вартість витраченої електроенергії наведені в табл. 4.2. Приймаємо при розрахунках вартість однієї кВт\*год – 15,6 коп.

Таблиця 4.2 Витрати електроенергії на виготовлення деталей нетрадиційного гальма

Тип верстатів	Модель верстатів	Номинальна потужність, кВт	Час роботи при виготовленні деталей гальма	Вартість витраченої електроенергії, грн.
Вертикально-свердлильний	2Б-118	1,7	16	4,24
Токарно-гвинторізний	1А-616	4,5	26	18,25
Фрезерний	6Н-81А	4,6	8	5,74
Плоско-шліфовальний	мод. 3724	27,5	1	4,29
Разом:				32,52

Заробітну плату по тарифних ставках на виготовлення конструкції знайдемо за формулою:

$$Z_T = T_{\text{виг}} * C_T * N \quad (4.21)$$

де  $T_{\text{виг}}$  - трудомісткість виготовлення конструкції в люд.-год.;

$C_T$  - середня погодинна тарифна ставка робітників, які брали участь в виготовленні конструкції. По даним Івано-Франківського УБР для робітників IV розряду місячна тарифна ставка складає 2026 грн. та  $C_T = 11,92$  грн., для працівників V розряду, відповідно, 2327 грн. та  $C_T = 13,69$  грн.

$N$  – кількість операцій

Результати розрахунку заробітної плати по тарифних ставках на виготовлення конструкції наведені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 - Кошторис витрат на заробітну плату по тарифних ставках

Операції	Розряд робітника	Тарифна ставка, грн./год.	Трудомісткість однієї операції, люд*год.	Кількість операцій	Витрати на зарплату, грн.
Виготовлення кілець бандажів	IV	11,92	2	4	95,36
Виготовлення муфт	V	13,69	3	4	164,28
Виготовлення пружин	IV	11,92	0,1	92	109,66
Виготовлення теплових труб	V	13,69	0,25	528	1807,08
Виготовлення теплопровідних пластин	IV	11,92	0,1	528	629,38
Виготовлення наскрізних отворів у накладках для кілець бандажів	IV	11,92	0,02	88	20,98

Продовження табл. 4.3

Виготовлення в накладках пазів для теплопровідних пластин	IV	11,92	0,025	528	157,34
Монтаж теплових труб у накладки	IV	11,92	0,05	528	314,69
Монтаж накладок на кільця бандажів	IV	11,92	0,05	44	26,22
Монтаж бандажів на шків	IV	11,92	0,2	2	4,77
Разом:					3329,76

Премія за виготовлення конструкції визначається за формулою

$$ПР = m * Зт / 100 \quad (4.22)$$

де  $Зт$  – основна заробітна плата по тарифних ставках, грн.

$m$  – відсоток премії (по даним УБР приймаємо  $m=10\%$ )

$$ПР = 0,1 * 3329,76 = 332,98 \text{ грн}$$

Основна заробітна плата складе:

$$З_0 = Зт + ПР \quad (4.23)$$

$$З_0 = 3329,76 + 332,98 = 3662,74 \text{ грн.}$$

Додаткова заробітна плата становить:

$$З_д = З_0 * П_дз / 100 \quad (4.24)$$

де  $П_дз$  - відсоток додаткової зарплати (по даним УБР приймаємо  $П_дз=6\%$ ).

$$З_д = 3662,74 * 0,06 = 219,76 \text{ грн.}$$

Нарахування на зарплату дорівнюють:

$$Н_з = (З_0 + З_д) * 0,375 \quad (4.25)$$

$$Н_з = (3662,74 + 219,76) * 0,375 = 1455,94 \text{ грн.}$$

Накладні витрати становлять:

$$Н_в = З_0 * П \quad (4.26)$$

де  $\Pi$  – доля накладних витрат, по даним УБР приймаємо  $\Pi = 0,2$ .

$$N_v = 3662,74 \cdot 0,2 = 732,55 \text{ грн.}$$

Кошторис витрат на виготовлення гальма з рухомими фрикційними накладками і тепловими трубами наведено в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 - Кошторис витрат на виготовлення пристрою

№ п/п	Статті витрат	Сума, грн.
1	Основна заробітна плата, $Z_o$	3662,74
2	Додаткова заробітна плата, $Z_d$	219,76
3	Нарахування на зарплату, $N_z$	1455,94
4	Накладні витрати, $N_v$	732,55
5	Вартість матеріалів, $V_m$	391,00
6	Вартість електроенергії, $V_e$	32,52
Разом, $E_{\text{ПР}}$ :		6494,51

Економія отримана за рахунок збільшення довговічності фрикційних накладок та гальмівного шківів.

Без використання охолодження кількість заміन фрикційних накладок складає, в середньому, 22-23 рази за рік, а з використанням охолодження – 15-16 раз. Таким чином, за рік буде зекономлено фрикційних накладок (на одній буровій установці)

$$T_H = (n_1' - n_1'') \cdot m = (23 - 16) \cdot 44 = 308 \text{ шт.}, \quad (4.27)$$

де  $n_1'$ ,  $n_1''$  – кількість замін фрикційних накладок за рік без охолодження та з його використанням;

$m$  – кількість фрикційних накладок, які встановлені на гальмівному шківі, шт.

З цього випливає, що економія на одній буровій установці за рік по фрикційним накладкам складає:

$$E_H = T_H \cdot C_H = 308 \cdot 32,43 = 9988,44 \text{ грн.} \quad (4.28)$$

де  $C_H$  – вартість однієї нової фрикційної накладки ФК-24А, по даних Івано-Франківського УБР з ПДВ  $C_H = 32,43$  грн.

При використанні примусового охолодження тепловими трубами термін служби шківів збільшиться на таку ж величину, що і термін служби накладок, тобто на 30%. Відповідно економічний ефект складе:

$$E_{Ш} = n_{Ш} \cdot C_{Ш} \cdot 0,3 = 2 \cdot 24000 \cdot 0,3 = 14400,00 \text{ грн.} \quad (4.29)$$

де  $n_{Ш}$  – кількість шківів,  $n_{Ш} = 2$  шт.

$C_{Ш}$  – вартість одного гальмівного шківа, по даних Івано-Франківського УБР з ПДВ  $C_{Ш} = 24\,000$  грн.

#### Перевитрати отримані за рахунок зменшення ресурсу гальмівної стрічки.

На серійному гальмі за рік замінюється одна гальмівна стрічка, на нетрадиційному гальмі необхідно проводити 5-ть замін гальмівних стрічок за рік. Тоді, перевитрати за рахунок зменшення ресурсу гальмівної стрічки складуть:

$$E_C = 2 \cdot n_C \cdot C_C = 2 \cdot 4 \cdot 1999,2 = 15993,60 \text{ грн.} \quad (4.30)$$

де  $n_C$  – кількість додаткових гальмівних стрічок,  $n_C = 4$  шт.

$C_C$  – вартість однієї гальмівної стрічки, по даних Івано-Франківського УБР з ПДВ  $C_C = 1999,20$  грн.

#### Економія від зменшення часу на заміну фрикційних накладок.

При збільшенні періоду заміни фрикційних накладок також буде зекономлено час, який відводиться на їхню заміну. По середньостатистичним даним на заміну фрикційних накладок на гальмівній стрічці витрачається, в середньому,  $t_{ЗН} = 8$  люд.-год. Вважаємо, що загальний фонд зекономленого часу на заміну фрикційних накладок на одній буровій установці при використанні однієї лебідки за рік складе:

$$T_{ЗН} = (n'_1 - n''_1) \cdot t_{ЗН} = (23 - 16) \cdot 8,0 = 56 \text{ люд.-год.} \quad (4.31)$$



При 4-ому розряді ремонтних робітників та погодинній тарифній ставці робітника  $C_r = 11,92$  грн. економія складе:

$$E_{3H} = T \cdot C_r = 56 \cdot 11,92 = 667,52 \text{ грн.} \quad (4.32)$$

Додаткова заробітна плата, нарахування на зарплату, накладні витрати розраховуються аналогічно тому, як це зробленому вище.

Кошторис економії на заміну фрикційних накладок на одній буровій установці на рік наведено в табл. 4.5.

Таблиця 4.5 - Кошторис економії на заміну фрикційних накладок

№ п/п	Статті витрат	Сума, грн.
1	Основна зарплата	734,27
2	Додаткова зарплата	44,06
3	Нарахування на зарплату	291,87
4	Накладні витрати	146,85
Всього, $E_{3H}$		1217,05

#### Перевитрати праці на заміну гальмівних стрічок.

При зменшенні періоду заміни гальмівних стрічок буде збільшений час, який відводиться на їхню заміну. По середньостатистичним даним на заміну гальмівної стрічки витрачається, в середньому,  $t_{3C} = 2$  люд.-год. Загальний фонд праці на заміну гальмівних стрічок на одній буровій установці на рік складе:

$$T_{3C} = 2 \cdot t_{3H} \cdot n_C = 2 \cdot 2 \cdot 4 = 16 \text{ люд.-год.} \quad (4.33)$$

При 4-ому розряді ремонтних робітників та погодинній тарифній ставці робітника  $C_r = 11,92$  грн. перевитрати складуть:

$$E_{3C} = T_{3C} \cdot C_r = 16 \cdot 11,92 = 190,72 \text{ грн.} \quad (4.34)$$

Додаткова заробітна плата, нарахування на зарплату, накладні витрати розраховуються аналогічно тому, як це зробленому вище.

Кошторис витрат на заміну гальмівних стрічок на одній буровій установці на рік наведено в табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Кошторис витрат на заміну гальмівних стрічок

№ п/п	Статті витрат	Сума, грн.
1	Основна зарплата	209,79
2	Додаткова зарплата	12,59
3	Нарахування на зарплату	83,39
4	Накладні витрати	41,96
Всього, Езс		347,73

Приймаємо, що заміна гальмівних стрічок буде проводитись разом з заміною комплекту фрикційних накладок, тобто простої бурової установки за рахунок додаткових замін гальмівних стрічок не збільшаться. В середньому, гальмівна стрічка буде замінюватись одночасно з кожним третім комплектом фрикційних накладок.

#### Економія від збільшення проходки.

По статистичним даним бурових робіт одна бурова установка досягає проходки, в середньому, 150 м за один місяць роботи. Тоді, збільшення проходки за 56 годин складе:

$$L_{\text{п}} = \frac{150}{24 \cdot 30} \cdot 56 = 11,67 \text{ м} \quad (4.35)$$

Відомо, що вартість одного метра проходки в залежності від глибини буріння, кількості свічок та інших чинників складає 1281–1809 грн. Для розрахунків приймаємо вартість одного метра проходки –  $C_{\text{п}} = 1500$  грн. Тоді економічний ефект від збільшення проходки складе:

$$E_{\text{п}} = L_{\text{п}} \cdot C_{\text{п}} = 11,67 \cdot 1500 = 17505 \text{ грн.} \quad (4.36)$$

Річна економія від впровадження стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками.

Річний економічний ефект від використання стрічково-колодкового гальма з обертальними фрикційними накладками та охолодженням тепловими трубами складе:

$$E_p = E_H + E_{Ш} - E_C + E_{ЗН} - E_{ЗС} + E_{П} - E_{ПР} \quad (4.37)$$

$$E_p = 9988,44 + 14400,00 - 15993,60 + 1217,05 - 347,73 + 17505,00 - 6494,51 = 20274,65 \text{ грн.}$$

Термін окупності конструкції складе:

$$T_{ок} = E_{ПР} / E_p = 6494,51 / 20274,65 = 0,3203 \text{ року.} \quad (4.38)$$

Тобто, при використанні стрічково-колодкового гальма з рухомими самоохолоджуючими фрикційними накладками витрати на виготовлення конструкції окупаються приблизно за чотири місяця.

Співставлення результатів спрацювання гальма з рухомими фрикційними накладками при примусовому та природному охолодженні показало, що ресурс зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок при примусовому охолодженні збільшився, в середньому, на  $\psi = 14,8\%$ . Економія при примусовому охолодженні тепловими трубами гальма з обертальними фрикційними накладками, у порівнянні з природним його охолодженням, при заміні комплекту фрикційних накладок в кількості  $n_H = 22$  шт. складе:

$$E_{кН} = C_H \cdot n_H \cdot \psi \quad (4.39)$$

$$E_{кН} = 32,43 \cdot 22 \cdot 0,148 = 105,60 \text{ грн.}$$

#### 4.6 Задачі подальших досліджень

Сучасні погляди на теплову завантаженість фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм (з рухомими фрикційними накладками) бурових лебідок

з точки зору її оцінки, природного і примусового охолодження, а також ресурсу фрикційних накладок дозволяють сформулювати задачі подальших досліджень:

- одержання і узагальнення банка даних по динамічній і тепловій навантаженості стрічково-колодкових гальм (з рухомими фрикційними накладками) бурових лебідок у промислових умовах;
- розробка нових конструкцій стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками, в яких після завершення гальмування їхні внутрішні поверхні відходили б від робочої поверхні гальмівного шківів та тим самим інтенсифікувалось природне охолодження внутрішніх фрикційних вузлів;
- поглиблене дослідження методів і засобів зниження і вирівнювання теплонавантаженості внутрішніх фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками;
- розробка нових методів оцінки теплонавантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками.

### Висновки

В результаті теоретичних та експериментальних досліджень теплонавантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок зроблено наступне:

- встановлені закономірності зміни поверхневих температур зовнішніх і внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма в залежності від конструктивних (радіусів робочих поверхонь, геометричних параметрів елементів, кроку встановлення фрикційних накладок на робочій поверхні гальмівного шківів, коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя, зазорів між елементами фрикційних вузлів) та експлуатаційних (натягу збігаючої гілки стрічки, кількості гальмувань, часу гальмування, питомих

навантажень, гальмівних моментів, мікронерівностей внутрішньої поверхні гальмівної стрічки та робочої поверхні гальмівного шківа та частоти його обертання, а також часу природного охолодження шківа) параметрів, що дало достовірну базу даних для конструкторів про новий тип гальма;

- оцінена інтенсивність природного охолодження серійного шківа бурової лебідки У2-5-5 показала, що шків нетрадиційного гальма приблизно в 1,2 рази охолоджується швидше завдяки тому, що накладки, розташовані на шківі, виконують функції дефлекторів, збільшуючи при цьому повздовжній повітрообмін поверхні тепловіддачі шківа з довкіллям;
- вперше застосоване вирівнювання теплонавантаженості по зовнішнім та внутрішнім вузлам, а також обмін тепловою енергією між ними, з метою не досягнення на зовнішніх та внутрішніх поверхнях фрикційних накладок температур, що перевищують максимально допустимі для даного фрикційного матеріалу, для підтримування експлуатаційних параметрів (у вузькому інтервалі їхньої зміни на різних стадіях гальмування), завдяки термоелектричному ефекту охолодження. Останній, за рахунок роботи термобатарей в режимах термоелектрогенераторів та термоелектроохолодильників, дозволяє не тільки відводити теплоту від фрикційних вузлів, але і перерозподіляти її між ними;
- запропоновано доповнення до методики розрахунку теплонавантаженості зовнішніх та внутрішніх вузлів нетрадиційного гальма, яке враховує: коефіцієнт розподілу теплових потоків між його вузлами; температурний градієнт по товщині гальмівної стрічки і гальмівного шківа, а також по поверхнях фрикційних накладок; площі тепловіддачі деталей фрикційних вузлів та коефіцієнти тепловіддачі від поверхонь металевих елементів, що в майбутньому дозволить обгрунтовано підходити до оцінки теплового стану поверхонь фрикційних вузлів гальма не тільки під час гальмувань, але й під час пауз між ними.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішені вагомі наукові задачі важливого науково-технічного значення, які полягають в обґрунтуванні теплонавантаженості нового типу стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками з урахуванням природного та примусового охолодження для забезпечення ефективності гальмувань при циклічних режимах навантаження його внутрішніх та зовнішніх фрикційних вузлів.

Основні наукові результати, висновки та рекомендації:

1. Теоретично досліджено та експериментально підтверджено протікання процесів нагрівання та природного охолодження пар тертя зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів гальма, що дозволило:

- вперше встановити закономірності зміни питомих навантажень на зовнішніх і внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів гальма;
- вперше вивчити (за допомогою побудованих графічних залежностей) закономірності зародження та розвитку теплових процесів на зовнішніх та внутрішніх парах фрикційних вузлів нетрадиційного гальма і показати, що біля 20-25% теплоти, від усієї кількості генерованої, сприймають зовнішні фрикційні вузли гальма;
- математично описати тепловий баланс зовнішніх та внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма з урахуванням поперечних та повздовжніх повітрозмін в об'ємах утворених елементами гальма на різних стадіях гальмування;
- встановити, що для підтримування стабільної та ефективної роботи нетрадиційного гальма необхідно, щоб чистота внутрішньої поверхні гальмівної стрічки була на два класи вище, за чистоту робочої поверхні гальмівного шків, що забезпечить необхідну різницю сил тертя на першій стадії процесу гальмування.

2. Розроблена методика оцінки інтенсивності природного охолодження фрикційних вузлів нетрадиційного гальма з урахуванням поздовжніх та поперечних повітрозмін в зазорах між ними при розімкненому та замкненому його стані, яка показала, що ефективність охолодження даного типу гальма в 1,2 рази вище, ніж серійного.

3. Встановлено закономірності зміни теплонавантаженості зовнішніх і внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів нетрадиційного гальма в залежності від конструктивних (радіусів робочих поверхонь; ширини і товщини гальмівної стрічки, накладок і шківів; коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя; зазорів між їхніми робочими деталями; кроку встановлення та кріплення накладок в бандажі) та експлуатаційних (натягу збігаючої гілки стрічки, часу та кількості гальмувань, питомих навантажень та гальмівних моментів, мікронерівностей фрикційних поверхонь; частоти обертання шківів і часу його природного охолодження) параметрів, що дозволили оперувати ними та забезпечувати при цьому раціональну ефективність роботи гальма.

4. Розроблені конструкції пристроїв та систем примусового охолодження (які працюють на ефекті теплової труби і термоелектричному ефекті) фрикційних вузлів серійних та нетрадиційних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, які дозволяють знизити їхню теплонавантаженість на 15-25%. Крім того, термоелектричне охолодження фрикційних вузлів любого типу гальма завдяки термобатарейам, що працюють в режимах термоелектрогенераторів і термоелектроохолодильників, дозволяє майже вирівнювати поверхневі температури їхніх фрикційних елементів.

5. Експериментальним шляхом оцінено спрацювання фрикційних накладок нетрадиційного гальма в лабораторних умовах. При цьому встановлено, що сумарне лінійне спрацювання при примусовому охолодженні, завдяки ефекту теплової труби, в середньому, в 1,2 рази менше, ніж при природному.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Александров М.П. Тормозные устройства в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1965. – 674 с.
2. Алексеев Н.М. Закономерности пластического течения и разрушения металлов при заедании трущихся поверхностей.: Автореф. дис... док. техн. наук: 05.02.04 – М, 1983. – 31 с.
3. Алиев А.М. Исследование тепловых процессов шинно-пневматических муфт подземного комплекса // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2000. – №6. – С. 22-23.
4. Алиев А.М. Повышение эффективности работы механического тормоза буровой лебедки путем совершенствования конструкции и оптимизации режимных параметров: Дис... канд. техн. наук: 05.04.07 – Баку, 1985. – 175 с.
5. Алиханов Н.Р. Определение расхода воздуха при данном диаметре отверстия для оптимального охлаждения тормозного шкива // Нефть и газ. – 1980. – №6. – С. 67-68.
6. Аскеров Т.М. Исследование влияния качества поверхностей тормозной пары механического тормоза буровой лебедки на процесс торможения: Дис... канд. техн. наук: 05.04.07 – Баку, 1971. – 167 с.
7. Багатчук И.М., Чичинадзе А.В., Белоусов В.Я. Исследование влияния выхлопных газов ДВС на фрикционно-износные свойства асбополимерных материалов. – Трение и износ, 1983, Т. 4, №1. – С. 47-58.
8. Балаболин С.В. Работоспособность ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок: Дис... канд. техн. наук: 05.04.07 – Ивано-Франковск, 1993. – 147 с.
9. Балакин В.А., Сергиенко В.П. Исследование процессов фрикционного тепловыделения и теплопереноса, возникающих при включении



- дисковых муфт сцепления и тормозов // Труды международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль. – 1997. – С. 233-241.
10. Баюн В.Н. Термоэлектрическое охлаждение барабанных тормозов автомобилей: Дис... канд. техн. наук: 05.22.02 – Харьков, 1997. – 156 с.
  11. Белобров В.И. Динамика, нагрев и износ шахтных подземных машин. – Киев: Наукова думка, 1981 – 200 с.
  12. Белобров В.И. Научные основы создания тормозных систем шахтных подъемных машин.: Дис... док. техн. наук: – Днепропетровск, 1981. – 318 с.
  13. Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В. Моделирование трения и изнашивание в машинах. – М.: Машиностроение, 1982. – 191 с.
  14. Браун Э.Д., Федосеев В.Н. Расчетная оценка износа фрикционных пар тормозов подъемно-транспортных машин по результатам лабораторных модельных испытаний. – В кн.: Трение и износ фрикционных материалов. – М.: Наука, 1977. – С. 5-13.
  15. Буше Н.А., Карасик И.И., Алексеев Н.М. Оценка задиростойкости, износостойкости и сил трения с учетом факторов прирабатываемости триботехнических материалов. – Трение и износ, 1980, Т. 1, №3. – С. 384-392.
  16. Буше Н.А., Конитко В.В. Совместимость трущихся поверхностей. – М.: Наука, 1981. – 128 с.
  17. Быстров В.Н. Избирательный перенос при трении – новые перспективы в изготовлении и эксплуатации машин // Эффект безызносности и триботехнологии. – 1992.– №2. – С. 15-20.
  18. Венников В.А., Венников Г.В. Теория подобия и моделирование. – М.: Высшая школа, 1984. – 439 с.
  19. Вольченко А.И., Вольченко Д.А., Вольченко Н.А. Об оценке теплонагруженности фрикционных узлов методом электромоделирования при

- принудительном охлаждении // Зб. наук. пр.: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2000. – Вип. 3. – С. 20-23.
20. Вольченко А.И., Вольченко Д.А., Масляк И.Н. Повышение надежности тормозных механизмов. Охлаждение // Автомобильная промышленность. – 1992. – №10. – С.11-14 .
21. Вольченко А.И., Вольченко Н.А., Криштопа С.И. О выравнивании теплонагруженности пар трения ленточно-колодочного тормоза с подвижными фрикционными накладками // Труды междунар. конф. по надежн. машин и прогнозир. их ресурса. – Ивано-Франковск. – 2000. – С. 409-420.
22. Вольченко А.И., Вольченко Н.А., Палюх В.М. О термостабилизации нагруженности фрикционных узлов тормозов. // Вестник Харьковского гос. политехнического ун-та. – 1999. – Вип.№48. – С.138-143.
23. Вольченко А.И., Вольченко Н.А., Питулей Я.Е. Принудительное охлаждение тяжело нагруженных фрикционных узлов // Гор. электро-механика и автоматика: Межвед. науч.-тех. сб. – Днепропетровск. – 1999. – Вип.№2. – С. 261-263.
24. Вольченко А.И., Криштопа С.И., Вольченко Н.А., Пургал П.Ю. Тепловой баланс ленточно-колодочного тормоза с вращающимися фрикционными накладками // Зб. наук. пр.: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2001. – Вип. 6.– С.
25. Вольченко А.И., Криштопа С.И., Вольченко Н.А. Экспериментальные исследования теплонагруженности ленточно-колодочных тормозов с вращательными фрикционными накладками буровых лебедок. – Материалы III-ей международной конференции “Модульные технологии и конструкции – 2002”. Научные записки Жешувской политехники. – Жешув, Польша, 2002. – №196, серия 59. – с.51-54.

26. Вольченко А.И., Петрик А.А., Вольченко Н.А., Криштопа С.И. Динамическая нагруженность фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза с подвижными фрикционными накладками // Вісник Східноукраїнського державного ун-ту. – Луганськ, 2001. – №6(40). – С. 120-125.
27. Вольченко А.И., Петрик А.А., Вольченко Н.А., Криштопа С.И. О принципах разработки тормозных устройств с высокоэффективным принудительным охлаждением // Зб. наук. пр.: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2000. – Вип. 3. – С. 16-19.
28. Вольченко А.И. Теория, расчет и конструирование тормозных устройств: Дис... док. техн. наук: 05.05.02; 05.05.05. – Ленинград, 1988. – 496 с.
29. Вольченко А.И. Тепловой расчет тормозных устройств. – Львов, Вища школа, 1987. – 137 с.
30. Вольченко Д.А. Повышение эксплуатационных характеристик тяжело-нагруженных фрикционных узлов: Дис... канд. техн. наук: 05.02.02 – Ивано-Франковск, 1983. – 177 с.
31. Вольченко Д.А., Низол И.Ф., Вольченко Н.А. Выбор рациональных параметров ленточно-колодочных тормозов // Труды 2-го международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль. – 1994. – Ч.1. – С. 153-155.
32. Вольченко Д.А., Рыбин Г.П., Вольченко Н.А. Охлаждение фрикционных узлов: эффект тепловой трубы (часть первая) // Приводная техника. – 1997. – №6 – С. 29-31.
33. Вольченко Д.А., Рыбин Г.П., Вольченко Н.А. Термоэлектрическое охлаждение фрикционных узлов (часть первая) // Приводная техника. – 1997. – №3 – С. 25-26.

34. Вольченко Д.А., Рыбин Г.П., Вольченко Н.А. Термоэлектрическое охлаждение фрикционных узлов (часть вторая) // Приводная техника. – 1997. – №4 – С. 24-25.
35. Вольченко Н.А. Выравнивание тепловой нагруженности фрикционных узлов (часть третья) // Приводная техника. – 1998. – №8/9 – С. 41-43.
36. Вольченко М.О., Рибін Г.П., Журавльов О.Ю. Криштопа С.І. Визначення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок // Вісник Східноукраїнського державного ун-ту. – Луганськ, 2000. – №6(28). – С. 27-32.
37. Вольченко Н.А. Интенсификация охлаждения тяжело нагруженных фрикционных узлов: Дис... канд. техн. наук: 05.02.02 – Краснодар, 1999. – 244с.
38. Вольченко О.І., Вольченко М.О., Масляк І.М., Криштопа С.І., Палюх В.М. Про управління поверхневими температурами фрикційних вузлів гальм // Зб. наук. пр.: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2000. – Вип. 3. – С. 23-29.
39. Вольченко О.І., Криштопа С.І., Вольченко М.О., Сп’як М.А. Теплонавантаженість стрічково-колодкового гальма з обертальними фрикційними накладками бурових лебідок // Тези доповідей наук.-техн. конф. “Проблеми механіки 2002.” – Дніпропетровськ. – 2002.– С.
40. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б.Б Генбом, Г.С.Гудз, В.А. Демьянюк, В.Н. Кобылянский, Э.М. Кизман. – Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.
41. Гаркунов Д.Н., Польцер Г. Анализ изнашивания и избирательного переноса при трении // Эффект безызносности и триботехнологии. – 1992. – №1 – С. 9-11.
42. Гаркунов Д.Н. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.

43. Георгиевский Г.А., Лебедев Л.А., Бородзинский Э.М. Исследование кинетики электризации при скольжении фрикционных пластмасс по металлу // Электрические явления при трении, резании и смазке твердых тел. – М.: Наука, 1973. – С. 12-20.
44. ГОСТ 23210-80. Обеспечение износостойкости изделий. Метод оценки фрикционной теплостойкости материалов. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 9 с.
45. ГОСТ 10851-73. Изделия фрикционные из ретинакса. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 17 с.
46. ГОСТ 23210-80. Трубы тепловые. Термины, определения и буквенные обозначения. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 7 с.
47. Гудз Г.С. Температурные режимы фрикционных узлов автотранспортных средств. – Харьков, 1998. – 139 с.
48. Дайчик М.Л., Пригоровский Н.И., Хуршудов Г.Х. Методы и средства натурной тензометрии.. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
49. Демкин Н.Б. Контактное шероховатых поверхностей. – М.: Наука, 1970. – 225 с.
50. Джанахмедов А.Х. Исследование процессов трения в фрикционных узлах буровой лебедки: Дис... канд. техн. наук: 05.04.07 – Баку, 1973. – 121 с.
51. Джанахмедов А.Х. Применение метода группового учета аргументов для анализа влияния обобщенных переменных на коэффициент трения при торможении // Нефть и газ. – 1986. – №5 – С. 85-90.
52. Джанахмедов А.Х. Стохастическое моделирование трения и изнашивания фрикционных устройств с применением теории подобия: Дис... докт. техн. наук: 05.02.04 – Баку, 1988. – 394 с.
53. Джафаров К.А., Джанахмедов А.Х. Определение коэффициента теплоотдачи при принудительном воздушном охлаждении // Нефть и газ. – 1991. – №7 – С. 92-95.

54. Дитрих Я. Проектирование и конструирование. Системный подход.– М.: Мир, 1981. – 454 с.
55. Евдокимов Ю.А. Оптимальные решения в задачах трения и износа. – Трение и износ, 1984, Т.5, № 6 – С. 995-1003.
56. Журавльов О.Ю. До оцінки конструктивних та експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм // Проблеми трибології. – 2000. – №2 – С. 82-88.
57. 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.
58. Злобин Б.А. Теория, рациональная конструкция и тормозные режимы ленточно-колодочных тормозов: Дис... канд. техн. наук: 05.04.07 – М., 1959. – 478 с.
59. Ибрагимов В.А. Тагиев С.М. Определение температуры поверхности трения механического тормоза буровой лебедки при спуске бурильной колонны в скважину // Нефть и газ. – 1987. – №4 – С. 19-22.
60. Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования . – М.: Недра, 1985. – 452 с.
61. Иноземцев В.Г. Тепловые расчеты при проектировании и эксплуатации тормозов. – М.: Транспорт, 1966. – 40 с.
62. Исследование структуры фрикционных материалов при трении / А.В. Чичинадзе, И.М. Любарский, В.Т. Лютцай, В.М. Синайский, Е.А. Марченко, З.В. Игнатьева. – М.: Наука, 1972. – 129 с.
63. Камбалов В.С. Влияние шероховатости твердых тел на трение и износ. – М.: Наука, 1974. – 102 с.
64. Кершенбаум В.Я. Механо-термическое формирование поверхностей трения. – М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.
65. Кирсанов А.Н., Зинченко В.П., Кардыш В.Г. Буровые машины и механизмы. – М.: Недра, 1981. – 447 с.

66. Кочаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991. – 318 с.
67. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
68. Краснов А.П. Грибанова И.А., Мить В.А. и др. Некоторые направления стабилизации трения и газоотделения фрикционных материалов // Труды международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль. – 1997. – С. 321-328.
69. Крыжановский Е.И., Вольченко Д.А., Криштопа С.И. Теплообразование при взаимодействии фрикционных узлов нетрадиционного ленточно-колодочного тормоза // Зб. наук. пр.: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2001. – Вип. 6.
70. Курбанов Г.Я. Исследование вопросов контактно-термического напряжения механического тормоза буровой лебедки: Дис... канд. техн. наук: 05.04.07 – Баку, 1973. – 156 с.
71. Лебедев Л.А. Захарова Н.М. О тепловом и механическом факторах износа фрикционных асбестополимерных материалов // Триботехника – машиностроению. Тезисы докладов II Всесоюзной научно-технической конференции. – М.: Изд-во АН СССР. – 1983. – С. 80-81.
72. Лебедев Л.А. Поверхностная электропроводность при исследовании трения пластмасс о металл // Производство шин, резинотехнических и асбестотехнических изделий. – М.: 1968. – №8. – С. 18-20.
73. Лебедев Л.А. Тепловой и механический факторы износа термостойких полимерных композиций (обзор публикаций) // Труды 3-го международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль. – 1997. – С. 291-295.

74. Ленточный тормоз: А.с. 576455 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> F16D 49/08/ А.С. Павлюк (СССР). – №2302386/08; Заявлено 19.12.75; Опубл. 15.10.77; Бюл. №38. – 4 с.
75. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1967. – 600 с.
76. Масляк І.М. Теплонавантаженість фрикційних вузлів та засоби її зниження: Дис... канд. техн. наук: 05.02.02 – Львів, 1996. – 162 с.
77. Мирзаджанзаде А.Х., Ширинзаде С.А. Повышение эффективности и качества бурения глубоких скважин. – М.: Недра, 1986. – 278 с.
78. Мирзаджанов Д.Б., Аскеров Т.М., Агаева С.Е. О применении метода Е. Шмидта при исследовании процесса распределения температуры по глубине шкива тормоза буровой лебедки // Нефть и газ. – 1976. – №9 – С. 95-98.
79. Методика расчетной оценки износостойкости поверхностей трения деталей машин. – М.: Изд-во Стандартов, 1979. – 100 с.
80. Мойсенченков Н.Е., Пасуманский З.П., Ледомский В.И. Экспериментальные исследования температурных режимов работы тормозных шкивов буровых лебедок // РНТС Сер. Машины и нефтяное оборудование. – М.: ВНИИОЭНГ, 1977. – №1 – С. 7-9.
81. Некрасов А.О. Чичинадзе А.В. Новые конструкции тормозных механизмов мощных транспортных средств и особенности их расчета // Труды международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль. – 1997. – С. 5-9.
82. Основы метрологии и электрические измерения / Б.Я. Авдеев, Е.М. Антонюк, Е.М. Душин, Ш.Ю. Исмашов, И.А. Карабанов, Д.Н. Мохненко, А.А. Преображенский, Е.А. Старосельцева, А.В. Фремке, Э.И. Цветков, Е.А. Чернявский. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – 479 с.
83. Пат. 2124152 С1 России, МКИ F16D 65/813. Барабанно-колодочный тормоз / А.И. Вольченко, Д.А. Вольченко, Г.П. Рыбин, Н.А. Вольченко,



- В.Н. Баюн, С.И. Криштопа – №96116432/28. Заявл. 02.08.96; Оpubл. 27.12.98, Бюл. №36. – 6 с.
84. Пат. 2134368 С1 России, МКИ F16D 65/813. Устройство и способ для охлаждения ленточно-колодочного тормоза / Д.А. Вольченко, А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, Г.П. Рыбин, Д.А. Вольченко – №97105231/28. Заявл. 01.04.97; Оpubл. 10.08.99, Бюл. №22. – 14 с.
85. Пат. 2159878 С1 России, МКИ F16D 65/813. Системы охлаждения барабанно-колодочного тормоза и способ ее осуществления / А.А. Петрик, А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, Г.П. Рыбин, Д.А. Вольченко, П.В. Паламарчук – №99106643/28. Заявл. 29.03.99; Оpubл. 27.11.2000, Бюл. №33. – 18 с.
86. Пат. 2174199 С2 России, МКИ F16D 65/813, 65/833. Устройство для охлаждения и способ выравнивания теплонагруженности барабанно-колодочного тормоза / А.А. Петрик, А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, Г.П. Рыбин, Д.А. Вольченко, П.В. Паламарчук – №99106636/28. Заявл. 29.03.99; Оpubл. 27.09.2001, Бюл. №27. – 16 с.
87. Петрик А.А., Вольченко А.И, Вольченко Н.А. К проблеме управления динамической и тепловой нагруженостью фрикционных узлов тормозных устройств // Зб. наук. пр.: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 1999. – Вип. 3. – С. 10-13.
88. Петрик А.А., Вольченко Н.А. Нетрадиционные виды охлаждения фрикционных узлов. // Труды международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль. – 1997. – С. 262-265.
89. Петрик А.А., Вольченко Д.А., Рыбин Г.П., Вольченко Н.А. Охлаждение фрикционных узлов: эффект тепловой трубы (часть вторая) // Приводная техника. – 1998. – №2 – С. 34-35.

90. Петрик А.А., Вольченко Н.А., Криштопа С.И. Износо-фрикционные свойства пар трения тяжело нагруженных тормозных устройств // Проблемы трибологии. – Хмельницький, 2000. – №2. – С. 48-52.
91. Петрик А.А., Вольченко Н.А., Пургал П.Ю., Криштопа С.И. Интенсификация принудительного охлаждения тяжело нагруженных фрикционных узлов // Зб. наук. пр.: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2001. – Вип. 5. – С. 125-129.
92. Погосян А.К. Трение и износ наполненных полимеров. – М.: Наука, 1977. – 138 с.
93. Поляков А.А. Дислокационно-вакансионный механизм избирательного переноса // Эффект безызносности и триботехнологии. – 1992. – №3-4 – С. 3-10.
94. Приспособление для воздушного охлаждения механических тормозов лебедок: А.с. 170793 СССР, F16D 65/80/ А.Я. Грузинов, Э.Х. Мехтиев, Г.М. Шахмалиев (СССР). – №787111/22-33; Заявлено 14.07.62; Оpubл. 20.10.63; Бюл. №39. – 2 с.
95. Расчет и конструирование тормозных устройств / А.И. Вольченко, З.А. Сачавский, Д.А. Вольченко, С.В. Балаболин. – Ташкент: Мехнат, 1990. – 287 с.
96. Самоохлаждаемый тормозной шкив: А.с. 1386775 СССР, F16D 65/80/ Г.Я. Курбанов, А.Х. Джанахматов (СССР). – №4001745/31-27; Заявлено 14.10.85; Оpubл. 07.04.88; Бюл. №13. – 2 с.
97. Самоохлаждаемый тормозной шкив: А.с. 1634858 СССР, F16D 65/80/ А.И. Вольченко, Д.А. Вольченко, Ю.С. Сичов, С.В. Балаболин (СССР). – №4654981/27; Заявлено 23.02.89; Оpubл. 15.03.91; Бюл. №10. – 2 с.
98. Самоохлаждаемый тормозной шкив: А.с. 1793123A1 СССР, F16D 65/80/ А.И. Вольченко, Д.А. Вольченко, Н.Т. Масляк, С.В. Балаболин (СССР). – №4777307/27; Заявлено 03.01.90; Оpubл. 07.02.93; Бюл. №5. – 3 с.

99. Сверчков Ю.Г., Бакин А.И., Суворов А.В. и др. Основные принципы исследований, подбора и оценки работоспособности тормозных устройств самолета с учетом варьирования их эксплуатационной нагруженности // Труды международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль. – 1997. – С. 30-38.
100. Справочник по триботехнике: в 3-ех томах. Т.1: Теоретические основы / Под общ. ред. М. Хебды и А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.
101. Спектор С.А. Электрические измерения физических величин. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – 319 с.
102. Термоэлектрические генераторы / А.С. Охотин, А.А. Ефремов, А.В. Охотин, А.С. Пушкарский – М.: Атомиздат, 1976. – 320 с.
103. Тормозные механизмы / А.И. Вольченко, Д.А. Вольченко, Г.П. Рыбин и др. – Луганск: Луганский рабочий, 1995. – 285 с.
104. Тормозные устройства / А.И. Вольченко, З.А. Сачавский, И.Ф. Низол, С.И. Михайловский – Луганск: Луганский рабочий, 1993. – 290 с.
105. Тормозные устройства: Справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 311 с.
106. Фараджаев Т.Г., Гусейнов И.Б., Алиев А.М. и др. Исследование нестационарной температуры и напряжений фрикционной пары тормоза буровой лебедки // Известия высших учебных заведений. – 1977. – №2. – С. 91-95.
107. Фараджаев Т.Г., Керимов Д.А., Зейналов О.С. Вопросы охлаждения цилиндрических нагретых тел; распределение температуры, температурные напряжения // Известия высших учебных заведений, Нефть и газ. – 1981. – № 5 – С. 71-75.
108. Федорченко И.М., Ровинский Ф.Я., Шведков Е.Л. Исследование материалов для тормозных передаточных устройств. – Киев: Наукова думка, 1976. – 200 с.

109. Федосеев В.Н. Методы и средства рационального проектирования типоразмерных рядов фрикционных пар тормозных устройств повторно-кратковременного режима работы: Дис... докт. техн. наук: 05.02.04 – Москва, 1997. – 360 с.
110. Фляйшер Г. Об энергетическом уровне фрикционных пар. – Трение и износ, 1987, Т. 8, № 1 – С. 25-37.
111. Фраас А., Осцисик М. Расчет и конструирование теплообменников. – М.: Атомиздат, 1971 – 356 с.
112. Хилл П. Наука и искусство проектирования. – М.: Мир, 1973 – 262 с.
113. Чичинадзе А.В., Белоусов В.Я., Богатчук И.М. Износостойкость фрикционных полимерных материалов. – Львов: Вища школа, 1989 – 144 с.
114. Чичинадзе А.В., Матвеевский Р.М., Браун Э.Д. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. – М.: Наука, 1986 – 248 с.
115. Шарапов В.Б., Параунин Ю.Л. Абляционные эффекты при трении и термическая усталость фрикционных материалов // Труды международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль. – 1997.– С. 274-278.
116. Шарипов В.М., Городецкий К.И., Евтушик О.В. Повышение работоспособности фрикционных муфт за счет принудительного жидкостного охлаждения пар трения // Труды 4-го международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль. – 2000.– С. 74-80.
117. Шахмалиев Г.М., Аскеров М.Ю., Бабаев С.Г. и др. Экспериментальное определение влияния ширины тормозного шкива на тормозной момент // Известия высших учебных заведений. – 1970. – №11. – С. 30-38.
118. Шекриладзе И.Г., Авалишвили И.Г., Гогишвили Г.Б. Тепловые трубы для систем термостабилизации. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 176 с.
119. Шпильрайн Э.Э. Тепловые трубы. – М.: Мир, 1972. – 420 с.

120. Day A.I., Harding P.G. Performance variation of cam operated drum brakes. Braking Road Vehicles Conf. Loughborough, 22-24 March. London, 1983. – P. 69-77.
121. Mariotti V.G. Effectiveness Factors of Vehicle Brakes, Design Engineering Technical Conference, Columbus, Ohio, October 5-6, 1986. – P. 101-116.
122. Millner N.A. A Theory of Drum Brake Squelch. – London-New York: Braking Road Vehicles Conf. Loughborough Univ. Technol., 1977. – 395 p.
123. Milosavijevic M., Mariotti G., Duboka C. Tribomutation effects on wear in friction mechanisms. Conference Proceedings Science and motor vehicles 95, Paper YU-95354. Yugoslav Society of Automotive Engineers, Belgrade, 1995. – P. 188-191.
124. Newcomb T.P. Energy disipated during braking-wear, 1980, vol. 5, N2. – P. 401-407.
125. Neuman R.E. Urban I.A., Ninch I.N. Perfomance characterization of dry friction materials, Braking Road Veh. Conf., Loughorough, 22-24 March, 1983, t.1.
126. Ortwein W.C. Estimating Torque and Learning Pressure for Band Type Drum Brakes. SAE Techn. Pap. Ser., 1984, N841234. – 6 p.
127. Pnueli D., Roseanu L. Thermomechanical instability model for friction failure // Wear, 1985, 102, №1-2. – P. 23-29.
128. Quinn T.F.J., Winer W.O. The thermal aspects of oxidatinal wear // Wear, 1985, №1-2. – P. 67-80
129. Topfer B. Kennertberechnung von Trommel-Bremsen. VDI-Ber., 1984, N537. – P. 477-495.

## Додаток А

Розрахунок термічного опору для зовнішніх пар тертя:

коефіцієнт теплопровідності міжконтактного середовища, $\lambda_m$ ;	$\lambda_m = 1.02$	$\frac{\text{Вт}}{(\text{м}\cdot\text{С})}$				
коефіцієнт теплопровідності матеріалу гальмівної стрічки, $\lambda_c$ ;	$\lambda_c = 50$	$\frac{\text{Вт}}{(\text{м}\cdot\text{С})}$				
коефіцієнт теплопровідності матеріалу гальмівної накладки, $\lambda_n$ ;	$\lambda_n = 0.1$	$\frac{\text{Вт}}{(\text{м}\cdot\text{С})}$				
коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя, $\varepsilon_i$ ;	$i = 1..4$					
коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя для $\varepsilon_1 = 270$ ;	$\varepsilon_1 = 0.306$					
коефіцієнт взаємного перекриття для 4-х накладок, $\varepsilon_2$ ;	$\varepsilon_2 = 0.458$	$\varepsilon_i =$				
коефіцієнт взаємного перекриття для 6-и накладок, $\varepsilon_3$ ;	$\varepsilon_3 = 0.611$	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td>0.306</td></tr><tr><td>0.458</td></tr><tr><td>0.611</td></tr><tr><td>0.75</td></tr></table>	0.306	0.458	0.611	0.75
0.306						
0.458						
0.611						
0.75						
коефіцієнт взаємного перекриття для 8-и накладок, $\varepsilon_4$ ;	$\varepsilon_4 = 0.75$					
питомі навантаження в зоні контакту, $p_n$ ;	$n = 1..3$					
питомі навантаження в зоні контакту, $p_n$ ;	$p_1 = 0.2$ МПа					
питомі навантаження в зоні контакту, $p_n$ ;	$p_2 = 0.4$ МПа	$p_n =$				
питомі навантаження в зоні контакту, $p_n$ ;	$p_3 = 0.6$ МПа	<table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td>0.2</td></tr><tr><td>0.4</td></tr><tr><td>0.6</td></tr></table>	0.2	0.4	0.6	
0.2						
0.4						
0.6						
приведені середні діаметри плями фактичного контакту, $d$ ;	$d = 100$ мкм					

висоти мікронерівностей контактуючих поверхонь,  $h_1, h_2$ ;

$$h_1 = 7.32 \text{ мкм} \quad h_2 = 4.58 \text{ мкм}$$

коефіцієнт заповнення профіля нерівностей,  $m_1$ ;

$$m_1 = 0.15$$

границі міцності фрикційного матеріалу,  $\sigma$ ;

$$\sigma = 130 \text{ МПа}$$

приведений коефіцієнт теплопровідності,  $\lambda_{\text{пр}}$ :

$$\lambda_{\text{пр}} = \frac{(\lambda_c + \lambda_n)}{\lambda_c \cdot \lambda_n}$$

залежність термічного опору контакту  $Rk_i$  від коефіцієнту перекриття:

$$Rk_i = \frac{1}{\lambda_m \cdot (h_1 + h_2) \cdot (1 - m_1) \cdot (1 - \epsilon_i) + \frac{4 \cdot p_n \cdot \lambda_{\text{пр}} \cdot d}{3 \cdot \pi \cdot \sigma}}$$

$Rk_i$
0.10961
0.13237
0.16733
0.22016

залежність термічного опору контакту  $Rk_n$  від питомих навантажень у зоні контакту:

$$Rk_n = \frac{1}{\lambda_m \cdot (h_1 + h_2) \cdot (1 - m_1) \cdot (1 - \epsilon_i) + \frac{4 \cdot p_n \cdot \lambda_{\text{пр}} \cdot d}{3 \cdot \pi \cdot \sigma}}$$

$Rk_n$
0.30926
0.25721
0.22016

## Додаток Б

Розрахунок термічного опору для внутрішніх пар тертя:

коефіцієнт теплопровідності міжконтактного середовища, $\lambda_m$ ;	$\lambda_m = 1.02 \frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot \text{С})}$	
коефіцієнт теплопровідності матеріалу гальмівного шківа, $\lambda_{ш}$ ;	$\lambda_{ш} = 50 \frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot \text{С})}$	
коефіцієнт теплопровідності матеріалу гальмівної накладки, $\lambda_n$ ;	$\lambda_n = 0.1 \frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot \text{С})}$	
коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя, $\varepsilon_i$ ;	$i = 1..4$	
коефіцієнт взаємного перекриття для $\varepsilon_1 = 270$ ;	$\varepsilon_1 = 0.306$	
коефіцієнт взаємного перекриття для 4-х накладок, $\varepsilon_2$ ;	$\varepsilon_2 = 0.458$	$\varepsilon_i =$
коефіцієнт взаємного перекриття для 6-х накладок, $\varepsilon_3$ ;	$\varepsilon_3 = 0.611$	0.306
коефіцієнт взаємного перекриття пар 8-х накладок, $\varepsilon_4$ ;	$\varepsilon_4 = 0.75$	0.458
		0.611
		0.75
питомі навантаження в зоні контакту, $p_n$ ;	$n = 1..3$	
питомі навантаження в зоні контакту, $p_1$ ;	$p_1 = 0.2 \text{ МПа}$	
питомі навантаження в зоні контакту, $p_2$ ;	$p_2 = 0.4 \text{ МПа}$	$p_n =$
питомі навантаження в зоні контакту, $p_3$ ;	$p_3 = 0.6 \text{ МПа}$	0.2
		0.4
		0.6
приведені середні діаметри плями фактичного контакту, $d$ ;	$d = 100 \text{ мкм}$	



висоти мікронерівностей контактуючих поверхонь,  $h_1, h_2$ ;

$$h_1 = 31.00 \text{ мкм} \quad h_2 = 18.35 \text{ мкм}$$

коефіцієнт заповнення профілей нерівностей,  $m_1$ ;  $m_1 = 0.15$

границі міцності фрикційного матеріалу,  $\sigma$ ;  $\sigma = 130 \text{ МПа}$

приведений коефіцієнт теплопровідності,  $\lambda_{пр}$ ;  $\lambda_{пр} = \frac{(\lambda_{ш} - \lambda_{н})}{\lambda_{ш} \cdot \lambda_{н}}$

залежність термічного опору контакту  $Rk_i$  від коефіцієнту перекриття

$$Rk_i = \frac{1}{\lambda_m \cdot (h_1 + h_2) \cdot (1 - m_1) \cdot (1 - \varepsilon_i) + \frac{4 \cdot p_n \cdot \lambda_{пр} \cdot d}{3 \cdot \pi \cdot \sigma}}$$

$Rk_i$
0.03159
0.03976
0.05374
0.07899

залежність термічного опору контакту  $Rk_n$  від питомих навантажень у зоні контакту

$$Rk_n = \frac{1}{\lambda_m \cdot (h_1 + h_2) \cdot (1 - m_1) \cdot (1 - \varepsilon_i) + \frac{4 \cdot p_n \cdot \lambda_{пр} \cdot d}{3 \cdot \pi \cdot \sigma}}$$

$Rk_n$
0.0881
0.0833
0.07899

## Додаток В

Результати оброблення експериментальних значень питомих навантажень на зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах гальма

Вихідні дані:

Кількість експериментів  $n$ ;  $n = 4$   $i = 1..4$

Довірча імовірність  $\alpha$ ;  $\alpha = 0.95$

Виміряні значення  $X_i$ , МПа  $X_i =$

360
380
340
360

## Розрахунок

Для  $\alpha = 0,95$  коефіцієнт  $t = 1,96$  (1,643) і частка середньоквадратичної похибки  $e = 2,0$  (1,65)

$t = 1.96$   $e = 2$

$$\text{Середнє значення } X \quad X = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n} \quad X = 360$$

$$\text{Емпірична дисперсія } S \quad S = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - X)^2}{n - 1} \quad S = 16.3299316186$$

$$\text{Точність оцінки } e \quad e = \frac{t \cdot S}{X} \quad e = 16.003$$

Абсолютна похибка вимірювань  $\Delta X$  для заданого  $\alpha$

$$\Delta X = e \cdot S \quad \Delta X = 32.66$$

Нижня границя довірчого інтервалу для заданого  $\alpha$

$$X_n = X - \Delta X \quad X_n = 327.34$$

Верхня границя довірчого інтервалу для заданого  $\alpha$

$$X_n = X + \Delta X \quad X_n = 392.65986$$

## Додаток Г

Таблиця Г1 – Результати обробки експериментальних значень питомих навантажень на зовнішніх поверхнях фрикційних накладок модельного стрічково-колодкового гальма при натязі збігаючої гілки стрічки  $S_{зб} = 800 \text{ Н}$  і природному охолодженні.

Номер накладки	Кількість гальмувань, n	Питоме навантаження, кПа				Середнє значення навантаження, $i$ , кПа	Емпірична дисперсія, $S_i$ , кПа	Довірча ймовірність, $\alpha$	Коефіцієнт, $t_\alpha$	Частка середньоквадратичної похибки, $\epsilon$	Точність оцінки, $\epsilon$	Абсолютна похибка вимірювань, $\Delta i$ , кПа	Довірчий інтервал, кПа
		№ експерименту											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	25	360	380	340	360	360	16	0,95	1,96	2,0	16	33	327-393
	50	340	340	380	340	350	20				20	310-390	
	75	320	360	320	360	340	23				23	294-386	
	100	340	320	320	340	330	12				11	307-353	
	120	340	300	340	300	320	23				23	274-366	
	150	300	280	300	320	300	16				16	267-333	
	25	880	960	900	980	930	48				47	835-1025	
2	50	860	940	880	920	900	37	36	73	827-973			
	75	880	840	920	880	880	33	32	65	815-945			
	100	900	820	840	820	850	35	34	69	781-919			
	120	780	840	860	800	820	37	36	73	747-893			
	150	840	760	840	760	800	46	45	92	708-892			

для системи з 4-ох накладок

Продовження табл. Г1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
3	25	800	840	900	860	850	42	0,95	1,96	2,0	41	83	767-933	
	50	880	800	780	860	830	48				47	735-925		
	75	760	860	800	780	800	43				42	714-886		
	100	740	800	740	840	780	49				48	682-878		
	122	720	740	800	740	750	35				34	681-819		
	150	680	760	680	760	720	46				45	628-812		
	25	340	320	380	320	340	28				28	283-397		
4	50	300	360	320	300	320	33	32	255-385					
	75	320	280	340	300	310	26	25	258-362					
	100	280	300	280	340	300	28	28	243-357					
	122	260	280	300	280	280	16	16	247-313					
	150	280	240	280	240	260	23	23	214-306					
	для системи з 6-ти накладок													
	1	25	280	280	320	280	290	20	0,95	1,96	2,0	20	40	250-330
50		260	320	260	280	280	28	28				223-337		
75		240	280	300	260	270	26	25				218-322		
100		260	260	240	280	260	16	16				227-293		
122		260	240	260	240	250	12	11				227-273		
150		220	260	220	260	240	23	23				194-286		
25		800	720	760	720	750	38	38				673-827		
3	50	620	680	780	640	730	42	41	647-813					
	75	680	760	740	660	710	48	47	605-815					
	100	720	700	640	700	690	35	34	621-759					

Продовження табл. Г1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14			
3	122	680	660	700	640	670	26	0,95	1,96	2,0	25	52	618-722			
	150	660	620	660	660	650	20				20	40	610-690			
4	25	660	660	740	700	690	38				38	77	613-767			
	50	720	640	660	660	670	35				34	69	601-739			
6	75	680	620	640	660	650	26				0,95	1,96	2,0	25	52	598-702
	100	600	640	680	600	630	38							38	77	553-707
	122	680	580	600	580	610	48							47	95	515-705
	150	580	580	620	580	590	20							20	40	550-630
	25	260	280	240	240	300	26							25	52	218-322
	50	240	260	240	260	240	12							11	23	227-273
	75	260	220	240	240	240	16							16	33	207-273
	100	240	240	240	240	200	20							20	40	190-270
	122	240	200	200	240	240	220	23	46	174-266						
	150	200	220	220	200	220	210	12	11	23				187-233		
Для системи з 8-ми накладок																
1	25	200	200	220	200	205	10	0,95	1,96	2,0	10	20	185-225			
	50	180	220	200	200	200	16				16	33	167-233			
	75	200	200	180	200	195	10				10	20	175-215			
	100	180	200	200	180	190	12				11	23	167-213			
	122	180	160	200	180	180	16				16	33	147-213			
	150	160	180	180	160	160	170				12	11	23	147-193		

Продовження табл. П1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
4	25	540	600	580	600	580	28	0,95	1,96	2,0	28	57	523-637
	50	580	540	540	580	560	23				23	46	514-606
	75	540	580	520	560	550	26				25	52	498-602
	100	560	540	480	540	530	35				34	69	461-559
5	122	500	500	540	500	510	20	0,95	1,96	2,0	20	40	470-550
	150	480	540	500	480	500	28				28	57	443-557
	25	540	500	520	560	530	26				25	52	478-582
	50	500	540	500	540	520	23				23	46	474-566
8	75	520	500	540	520	500	16	0,95	1,96	2,0	16	33	467-533
	100	480	520	500	460	490	26				25	52	438-542
	122	420	500	420	480	470	35				34	69	401-539
	150	460	420	460	460	450	20				20	40	410-490
8	25	200	180	220	180	195	19	0,95	1,96	2,0	19	38	157-233
	50	180	200	180	180	185	10				10	20	165-205
	75	180	180	160	180	175	10				10	20	155-195
	100	180	160	180	160	170	12				11	23	147-193
8	122	160	140	160	180	160	16	0,95	1,96	2,0	16	33	127-193
	150	140	160	140	160	150	12				11	23	127-173

## Додаток Д

Результати оброблення експериментальних значень поверхневих температур на зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах гальма

Вихідні дані:

Кількість експериментів  $n$ ;  $n = 4$   $i = 1..4$

Довірча імовірність  $\alpha$ ;  $\alpha = 0.95$

Виміряні значення  $X_i$

69
72
72
70

## Розрахунок

Для  $\alpha = 0,95$  коефіцієнт  $t = 1,96$  (1,643) і частка середньоквадратичної похибки  $e = 2,0$  (1,65)

$t = 1.96$   $e = 2$

Середнє значення  $X$   $X = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n}$   $X = 70.75$

Емпірична дисперсія  $S$   $S = \frac{\sum_{i=1}^n X_i^2 - X^2}{n - 1}$   $S = 1.5000000000$

Точність оцінки  $\varepsilon$   $\varepsilon = \frac{t \cdot S}{X}$   $\varepsilon = 1.47$

Абсолютна похибка вимірювань  $\Delta X$  для заданого  $\alpha$

$\Delta X = e \cdot S$   $\Delta X = 3$

Нижня границя довірчого інтервалу для заданого  $\alpha$

$X_H = X - \Delta X$   $X_H = 67.75$

Верхня границя довірчого інтервалу для заданого  $\alpha$

$X_H = X + \Delta X$   $X_H = 73.75$

## Додаток Е

Таблиця Е1 – Результати обробки експериментальних значень температури на зовнішніх поверхнях фрикційних накладок модельного стрічково-колодкового гальма при натягу збігаючої гілки стрічки  $S_{зб} = 400 \text{ Н}$  і природному охолодженні.

Номер накладки	Кількість гальмівних вань, п	Температура, °С				Середнє значення, $t, ^\circ\text{C}$	Емпірична дисперсія, $S_t, ^\circ\text{C}$	Довірча ймовірність $\alpha$	Коефіцієнт, $t_\alpha$	Частка середньоквадратичної похибки, е	Точність оцінки, $\varepsilon$	Середнє заокруглене значення, $t, ^\circ\text{C}$
		1	2	3	4							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
для системи з 4-ох накладок												
1	25	69	72	72	70	70,75	1,50	0,95	1,96	2,0	1,47	70
	50	148	151	152	150	150,25	1,71					150
	75	252	257	253	252	253,5	2,38					255
	100	306	309	313	307	308,75	3,10					310
	125	351	352	351	358	353,0	3,67					355
	150	415	407	415	409	411,5	4,12					410
2	25	157	153	158	157	156,25	2,28	0,95	1,96	2,0	2,17	155
	50	242	242	238	244	241,5	2,52					240
	75	311	316	318	316	315,25	2,99					315
	100	372	373	371	380	374,0	4,08					375
	125	474	472	480	478	476,0	3,65					475
	150	501	509	507	510	506,75	4,03					505



Продовження табл. Е1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
3	25	146	143	144	141	143,50	2,08	0,95	1,96	2,0	2,04	145
	50	218	217	223	218	219,0	2,71				2,65	220
	75	262	268	265	262	264,25	2,87				2,82	265
	100	320	322	327	327	324,0	3,56				3,49	325
	125	374	368	374	371	371,75	2,87				2,82	370
4	150	433	432	439	433	434,25	3,20	0,95	1,96	2,0	3,14	435
	25	83	84	86	84	84,0	0,82				0,80	85
	50	127	126	127	129	127,25	1,26				1,23	125
	75	223	218	222	224	221,75	2,63				2,58	220
	100	299	301	304	298	300,5	2,65				2,59	300
	125	341	338	345	342	341,5	2,89				2,83	340
	150	376	377	370	378	375,25	3,59				3,52	375
для системи з 6-ти накладок												
1	25	54	53	52	55	53,5	1,29	0,95	1,96	2,0	1,27	55
	50	115	116	114	118	115,75	1,71				1,67	115
	75	193	191	197	193	193,5	2,52				2,47	195
	100	230	236	235	236	234,25	2,87				2,82	235
	125	279	286	286	284	283,75	3,30				3,24	285
3	150	309	310	305	312	309,0	2,94	0,95	1,96	2,0	2,87	310
	25	129	133	132	133	131,75	1,89				1,86	130
	50	192	189	193	188	190,5	2,38				2,33	190
	75	239	244	243	244	242,25	2,22				2,17	240
	100	283	282	288	284	284,25	2,63				2,58	285

Продовження табл. Е1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13							
3	125	318	323	322	325	322,0	2,94	0,95	1,96	2,0	2,89	320							
	150	350	344	352	350	349,0	3,46				350								
	25	114	116	115	118	115,75	1,71				115								
4	50	173	172	177	175	174,25	2,22				0,95	1,96	2,0	2,17	175				
	75	212	218	217	215	215,5	2,65							215					
	100	237	241	240	242	240,0	2,16							240					
6	125	286	287	287	281	285,25	2,87							0,95	1,96	2,0	2,12	285	
	150	334	327	328	330	329,75	3,10										330		
	25	68	73	72	71	71,0	2,16										70		
	50	114	112	117	116	114,75	2,22										115		
	75	172	175	176	178	175,25	2,50										175		
	100	222	227	228	228	226,5	2,87										225		
	125	246	245	252	251	248,5	3,51										250		
	150	280	283	288	282	283,25	3,40	285											
	для системи з 8-ї накладок																		
	1	25	40	39	42	43	41,0	1,83	0,95	1,96							2,0	1,79	40
50		84	85	88	88	86,25	2,06	85											
75		133	131	136	134	133,5	2,08	135											
100		186	186	182	188	185,5	2,52	185											
125		208	212	214	209	210,75	2,75	210											
150		238	242	242	244	241,5	2,52	240											

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4	25	101	99	104	101	101,25	2,06	0,95	1,96	2,0	2,02	100
	50	142	143	141	146	143,0	2,16				2,12	145
	75	187	183	189	188	187,0	2,71				2,65	185
	100	223	218	222	224	221,75	2,63				2,58	220
5	125	245	243	245	250	245,75	2,99	0,95	1,96	2,0	2,93	245
	150	267	273	275	274	272,25	3,59				3,52	270
	25	85	81	85	84	83,75	1,89				1,86	85
	50	116	120	118	121	118,75	2,22				2,17	120
8	75	157	157	158	153	156,25	2,28	0,95	1,96	2,0	2,17	155
	100	192	186	187	186	187,75	2,87				2,82	190
	125	222	221	215	220	219,5	3,11				3,05	220
	150	247	240	248	246	245,25	3,59				3,52	245
8	25	50	49	52	53	51,0	1,83	0,95	1,96	2,0	1,79	50
	50	86	91	90	91	89,5	2,38				2,33	90
	75	134	131	134	129	132,0	2,45				2,40	130
	100	172	178	176	175	175,25	2,50				2,45	175
8	125	195	193	200	196	196,0	2,94	0,95	1,96	2,0	2,89	195
	150	223	220	221	215	219,75	3,40				3,34	220



Продовження табл. Ж1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	25	214	208	212	213	211,75	2,63				2,58	210
	50	251	257	250	256	253,5	3,51				3,44	255
3	75	327	322	320	327	324,0	3,56				3,49	325
	100	393	387	391	396	391,75	3,77				3,70	390
	125	514	505	507	508	508,5	3,87				3,80	510
	150	546	554	544	549	548,25	4,35	0,95	1,96	2,0	4,26	550
	25	144	143	139	141	141,75	2,22				2,17	140
4	50	210	204	204	207	206,25	2,87				2,82	205
	75	284	282	277	283	281,5	3,11				3,05	280
	100	341	337	345	342	341,25	3,30				3,24	340
	125	450	445	452	453	450,0	3,56				3,49	450
	150	501	493	497	492	495,75	4,11				4,03	495
для системи з 6-ти накладок												
	25	114	116	115	118	115,75	1,71				1,67	115
	50	184	187	188	183	185,5	2,38				2,33	185
1	75	241	238	245	241	241,25	2,87				2,82	240
	100	286	279	286	284	283,75	3,30				3,24	285
	125	368	375	375	370	372,0	3,56	0,95	1,96	2,0	3,49	370
	150	396	397	390	398	395,25	3,59				3,52	395
	25	181	184	181	179	181,25	2,06				2,02	180
3	50	214	208	212	209	210,75	2,75				2,70	210
	75	273	276	280	279	277,0	3,16				3,10	275
	100	314	320	322	318	318,5	3,42				3,35	320

Продовження табл. Ж1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13												
3	125	400	401	403	395	399,75	3,40	0,95	1,96	2,0	3,34	400												
	150	438	437	445	438	439,5	3,70				3,62	440												
	25	162	160	159	162	160,75	1,50				1,47	160												
4	50	202	199	203	201	201,25	1,71				0,95	1,96	2,0	1,67	200									
	75	251	247	250	252	250,0	2,16							2,12	250									
	100	299	304	301	298	300,5	2,65							2,59	300									
6	125	395	390	392	388	391,25	2,99							0,95	1,96	2,0	2,93	390						
	150	422	414	420	418	418,5	3,42										3,35	420						
	25	102	104	107	106	104,75	2,22										2,17	105						
6	50	157	158	157	153	156,25	2,28										0,95	1,96	2,0	2,17	155			
	75	217	218	212	215	215,5	2,65													2,59	215			
	100	258	263	257	257	258,75	2,87													2,82	260			
1	125	347	345	339	345	344,0	3,46													0,95	1,96	2,0	3,40	345
	150	384	377	378	375	378,5	3,88	3,80	380															
	для системи з 8-ми накладок																							
1	25	91	86	90	91	89,5	2,38	0,95	1,96	2,0													2,33	90
	50	136	138	137	141	138,0	2,16				2,12	140												
	75	182	186	186	188	185,5	2,52				2,47	185												
1	100	217	218	223	218	219,0	2,71				0,95	1,96	2,0										2,65	220
	125	275	273	267	274	272,25	3,59							3,52	270									
	150	299	297	301	305	300,5	3,42							3,35	300									

Продовження табл. Ж1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4	25	137	140	142	139	139,5	2,08				2,04	140
	50	157	160	162	156	158,75	2,75				2,70	160
	75	212	205	207	208	208,0	2,94				2,89	210
	100	240	247	248	246	245,25	3,59				3,52	245
5	125	305	310	309	314	309,5	3,69				3,62	310
	150	340	336	342	346	341,0	4,16				4,08	340
	25	126	127	127	129	127,25	1,26				1,23	125
	50	148	152	151	150	150,25	1,71				1,67	150
8	75	193	189	192	188	190,5	2,38	0,95	1,96	2,0	2,33	190
	100	230	226	232	228	229,0	2,58				2,53	230
	125	299	298	299	305	300,25	3,20				3,14	300
	150	323	324	327	319	323,75	3,40				3,34	325
8	25	79	81	83	81	81,0	1,63				1,60	80
	50	120	116	118	121	118,75	2,22				2,17	120
	75	163	161	162	167	163,5	2,38				2,33	165
	100	200	202	197	203	200,5	2,65				2,59	200
8	125	268	262	265	262	264,25	2,87				2,82	265
	150	289	287	294	293	290,75	3,30				3,24	290

## Додаток 3

Результати оброблення експериментальних значень спрацювання поверхонь фрикційних накладок на зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах гальма від кількості гальмувань

Вихідні дані:

Кількість експериментів  $n$ ;  $n = 4$   $i = 1..4$

Виміряні значення  $X_i$

670
680
690
690

Довірча імовірність  $\alpha$ ;  $\alpha = 0.9$

Розрахунок

Для  $\alpha = 0,95$  коефіцієнт  $t = 1,96$  (1,643)

$t = 1.643$

Середнє значення  $X$

$$X = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n} \quad X = 682.5$$

Емпірична дисперсія  $S$

$$S = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - X)^2}{n - 1} \quad S = 9.5742710776$$

Точність оцінки  $\varepsilon$

$$\varepsilon = \frac{t \cdot S}{n} \quad \varepsilon = 7.865$$

Нижня границя довірчого інтервалу для заданого  $\alpha$

$X_H = X - \varepsilon \quad X_H = 674.635$

Верхня границя довірчого інтервалу для заданого  $\alpha$

$X_H = X + \varepsilon \quad X_H = 690.36526$



Результати обробки експериментальних значень спрацювання поверхонь фрикційної накладки від кількості гальмувань  $n$  модельного гальма в лабораторних умовах

Таблиця И1 – Результати обробки експериментальних значень спрацювання поверхонь накладок від кількості гальмувань  $n$  для зовнішніх поверхонь накладок при природному охолодженні

Початкова товщина фрикційних накладок, мм	Кількість гальмувань, $n$	Спрацювання, мкм				Середнє значення спрацювання, $i$ , мкм	Емпірична дисперсія, $S_i$ , мкм	Довірча ймовірність, $\alpha$	Коефіцієнт, $t_\alpha$	Частка середньоквадратичної похибки, $e$	Точність оцінки, $\epsilon$	Абсолютна похибка вимірювань, $\Delta i$ , мкм	Довірчий інтервал, мкм
		№ експерименту	1	2	3								
30	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	30	60	80	80	100	80	16				16	33	47-113
	60	160	200	180	160	175	19				19	38	137-213
	90	180	200	240	200	205	25				25	50	155-255
	120	400	380	400	340	380	28				28	57	323-437
15	150	500	460	480	520	490	26	0,95	1,96	2,0	25	52	438-542
	30	40	20	40	40	35	10				10	20	15-55
	60	60	80	100	60	75	19				19	38	37-113
	90	140	120	160	140	140	16				16	33	107-133
	120	180	200	240	220	210	26				25	52	158-262
	150	280	320	320	300	305	19				19	38	267-343

Таблиця И2 – Результати обробки експериментальних значень спрацювання поверхонь накладок від кількості гальмувань  $n$  для внутрішніх поверхонь накладок при природному охолодженні

Початкова товщина фрикційних накладок, мм	Кількість гальмувань, $n$	Спрацювання, мкм			Середнє значення спрацювання, $i$ , мкм	Емпірична дисперсія $S_i$ , мкм	Довірчий інтервал, мкм	Частка середньоквадратичної похибки, $e$	Коефіцієнт $t_a$	Точність оцінки, $\varepsilon$	Абсолютна похибка $\Delta i$ , °C	Довірчий інтервал, мкм	
		№ експерименту											
		1	2	3									4
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
30	30	200	160	180	160	175	19	0,95	1,96	2,0	19	38	137-213
	60	300	240	300	280	280	28				28	57	223-337
	90	520	460	480	520	495	30				29	60	435-555
	120	740	680	720	660	700	37				36	73	627-773
	150	1060	1100	1060	1140	1090	38				37	77	1013-1167
15	30	80	100	80	100	90	12	0,95	1,96	2,0	11	23	67-113
	60	180	160	200	180	180	16				16	33	147-213
	90	300	280	340	320	310	26				25	52	258-362
	120	520	520	540	480	515	25				25	50	465-565
	150	800	740	780	720	760	37				37	73	687-833

Таблиця ИЗ – Результати обробки експериментальних значень спрацювання поверхонь накладок від кількості гальмувань  $n$  для зовнішніх поверхонь накладок при примусовому охолодженні

Початкова товщина фрикційних накладок, мм	Кількість гальмувань, $n$	Спрацювання, мкм				Середнє значення спрацювання, $i$ , мкм	Емпірична дисперсія, $S_i$ , мкм	Довірча ймовірність, $\alpha$	Коефіцієнт, $t_\alpha$	Частка середньоквадратичної похибки, $e$	Точність оцінки, $\epsilon$	Абсолютна похибка вимірювань, $\Delta i$ , °С	Довірчий інтервал, мкм	
		№ експерименту												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
30	2	30	60	80	100	120	65	10	9	10	11	10	20	45-85
	3	60	100	140	200	240	115	19				19	38	77-153
	6	180	300	380	420	480	185	19				19	38	147-223
	12	300	280	360	420	480	280	28				28	57	223-337
	15	420	360	420	480	540	395	30				29	60	335-455
15	30	20	40	60	80	100	25	10	0,95	1,96	2,0	10	20	5-45
	60	40	60	80	100	120	50	12				11	23	27-73
	90	80	120	160	200	240	100	16				16	33	67-133
	120	160	200	240	280	320	160	28				28	57	103-217
	150	220	260	300	340	380	255	25	25			25	50	205-305

Таблиця І4 – Результати обробки експериментальних значень спрацювання поверхонь накладок від кількості гальмувань  $n$  для внутрішніх поверхонь накладок при примусовому охолодженні

Початкова товщина фрикційних накладок, мм	Кількість гальмувань, $n$	Спрацювання, мкм				Середнє значення спрацювання, $i$ , мкм	Емпірична дисперсія, $S_i$ , мкм	Довірча ймовірність, $\alpha$	Коефіцієнт, $t_\alpha$	Частка середньоквадратичної похибки, $e$	Точність оцінки, $\varepsilon$	Абсолютна похибка вимірювань, $\Delta i$ , °C	Довірчий інтервал, мкм		
		№ експерименту													
1	30	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
			140	120	140	120	120	130	12	11	23	107-153			
			240	240	200	240	240	230	20	20	40	190-270			
			360	420	420	400	400	400	28	28	57	343-457			
			620	580	560	620	620	595	30	29	60	535-655			
			880	900	860	940	940	895	34	33	68	827-963			
			60	60	80	60	60	65	10	10	20	45-85			
			120	140	160	140	140	140	16	16	33	107-133			
			220	280	260	260	260	255	25	25	50	205-305			
			440	440	380	420	420	420	28	28	57	363-477			
660	720	700	640	640	680	37	36	73	607-753						
15							0,95	1,96	2,0						

## Додаток К

Результати обробки експериментальних значень спрацювання поверхонь фрикційних накладок від їхнього номеру при натягу гальмівної стрічки  $S = 800 \text{ Н}$

Таблиця К1 – Результати обробки експериментальних значень спрацювання для внутрішніх поверхонь накладок при природному охолодженні

Початкова товщина фрикційних накладок, мм	Номер фрикційної накладки	Спрацювання, мкм				Середнє значення спрацювання, $i$ , мкм	Емпірична дисперсія $S_i$ , мкм	Довірчий інтервал, мкм	Абсолютна похибка вибірки, $\Delta i$ , мкм	Частка середньодрагичної похибки, $e$	Коефіцієнт, $t_\alpha$	Довірчий інтервал, мкм
		№ експерименту	1	2	3							
30	1	920	960	900	980	940	37	867-1013	73	36	867-1013	
	2	980	1020	980	1040	1005	30	945-1065	60	29	945-1065	
	3	1080	1000	1080	1020	1045	41	963-1127	82	40	963-1127	
	4	1020	1040	1000	980	1010	26	958-1062	52	25	958-1062	
	5	980	980	1000	940	975	25	925-1025	50	25	925-1025	
	6	980	980	1040	980	995	30	935-1055	60	29	935-1055	
	7	1000	940	980	960	970	26	918-1022	52	25	918-1022	
	8	1080	1140	1080	1120	1105	30	1045-1165	60	29	1045-1165	
15	1	880	940	880	900	900	28	843-957	57	28	843-957	
	2	940	960	900	920	930	26	878-982	52	25	878-982	
	3	920	920	940	860	910	35	841-979	69	34	841-979	
	4	920	960	900	920	925	25	875-975	50	25	875-975	
	5	940	920	920	960	935	19	897-973	38	19	897-973	
	6	880	920	920	880	900	23	854-946	46	22	854-946	
	7	900	840	860	860	865	25	815-915	50	25	815-915	
	8	880	940	880	880	895	30	835-955	60	29	835-955	

Таблиця К2 – Результати обробки експериментальних значень спрацювання для зовнішніх поверхонь накладок при природному охолодженні

Початкова товщина фрикційних накладок, мм	Номер фрикційної накладки	Спрацювання, мкм								Середнє значення спрацювання, $i$ , мкм	Емпірична дисперсія $S_i$ , мкм	Довірчий коефіцієнт, $t_\alpha$	Частка середньоквадратичної похибки, $e$	Точність оцінки, $\varepsilon$	Абсолютна похибка вимірювань, $\Delta i$ , °C	Довірчий інтервал, мкм
		320	340	380	360	350	26	0,95	2,0							
30	1	320	340	380	360	350	26				25	52	298-402			
	2	440	460	460	440	450	12				11	23	427-473			
	3	400	420	400	400	405	10				10	20	385-425			
	4	460	500	480	500	485	19				19	38	447-523			
	5	400	420	360	360	385	30				29	60	325-445			
	6	440	400	420	440	425	19				19	38	387-463			
	7	420	440	420	400	420	16				16	33	387-453			
	8	480	420	460	480	460	28				28	57	403-517			
15	1	320	280	280	320	300	23				1,96	46	254-346			
	2	280	280	300	280	285	10				10	20	265-305			
	3	300	320	360	300	320	28				28	57	263-377			
	4	360	340	340	360	350	12				11	23	327-373			
	5	300	300	340	300	310	20				20	40	270-350			
	6	300	340	300	340	320	23				23	46	274-366			
	7	340	320	340	360	340	16				16	33	307-373			
	8	320	360	320	340	335	19				19	38	297-373			

Таблиця КЗ – Результати обробки експериментальних значень спрацювання для внутрішніх поверхонь накладок при примусовому охолодженні

Початкова товщина фрикційних накладок, мм	Номер фрикційної накладки	Спрацювання, мкм				Середнє значення спрацювання, і, мкм	Емпірична дисперсія $S_i$ , мкм	Довірчий інтервал, мкм	Точність оцінки, $\epsilon$	Абсолютна похибка $\Delta i$ , °C	Довірчий інтервал, мкм
		900	960	920	920						
30	1	900	960	920	920	925	25	875-975	25	50	875-975
	2	1000	1020	960	960	985	30	925-1045	29	60	925-1045
	3	1020	1060	1000	980	1015	34	947-1083	33	68	947-1083
	4	1040	960	960	1000	990	38	913-1067	38	77	913-1067
	5	1000	940	940	960	960	28	903-1017	28	57	903-1017
	6	940	980	1020	980	980	33	915-1045	32	65	915-1045
	7	980	920	980	940	955	30	895-1015	29	60	895-1015
	8	1080	1060	1020	1040	1050	26	998-1102	25	52	998-1102
15	1	860	940	860	880	885	38	809-961	37	76	809-961
	2	920	920	900	860	900	28	843-957	28	57	843-957
	3	900	860	880	920	890	26	838-942	25	52	838-942
	4	920	880	900	900	900	16	867-933	16	33	867-933
	5	920	900	920	880	905	19	867-943	19	38	867-943
	6	900	860	860	900	880	23	834-926	23	46	834-926
	7	840	820	880	860	850	26	798-902	25	52	798-902
	8	880	860	900	860	875	19	837-913	19	38	837-913

Таблиця К4 – Результати обробки експериментальних значень спрацювання для зовнішніх поверхонь накладок при примусовому охолодженні

Початкова товщина фрикційних накладок, мм	Номер фрикційної накладки	Спрацювання, мкм				Середнє значення спрацювання, $i$ , мкм	Емпірична дисперсія $S_i$ , мкм	Довірчий інтервал, мкм	Коефіцієнт, $t_\alpha$	Частка середньодратичної похибки, $e$	Точність оцінки, $\epsilon$	Абсолютна похибка $\Delta i$ , °C	Довірчий інтервал, мкм
		300	340	280	320								
30	1	300	340	280	320	310	26	258-362	1,96	2,0	25	52	258-362
	2	440	380	380	420	405	30	345-465			29	60	345-465
	3	360	340	360	380	360	16	327-393			16	33	327-393
	4	400	460	400	420	420	28	363-477			28	57	363-477
	5	340	340	360	340	345	10	325-365			10	20	325-365
	6	380	360	400	360	375	19	337-413			19	38	337-413
	7	400	380	360	380	380	16	347-413			16	33	347-413
	8	420	360	380	400	410	26	358-462			25	52	358-462
15	1	280	220	260	280	260	28	203-317	0,95	2,0	28	57	203-317
	2	220	260	240	260	245	19	207-283			19	38	207-283
	3	280	300	260	280	280	16	247-313			16	33	247-313
	4	300	260	320	300	295	25	245-345			25	50	245-345
	5	260	300	240	280	270	26	218-322			25	52	218-322
	6	280	280	280	260	275	10	255-295			10	20	255-295
	7	300	280	300	280	290	12	267-313			11	23	267-313
	8	280	320	320	260	295	30	235-355			29	60	235-355



## Додаток Л

Таблиця Л1 – Результати обробки експериментальних значень поверхневих температур від величини установочного зазору  $s$  між гальмівною стрічкою і зовнішніми поверхнями фрикційних накладок

Пари тертя	Уста- новчий зазор, $s$ , мм	Температура, °С				Серед- не зна- чення, $t$ , °С	Емпіри- чна диспер- сія, $S_b$ , °С	Довір- ча ймо- вір- ність, $\alpha$	Кое- фіці- єнт, $t_a$	Частка се- редньо- квадра- тичної по- хибки, $e$	Точ- ність оцінки, $\varepsilon$	Середнє заокругле- не значення, $t$ , °С
		1	2	3	4							
зов- нішні	0,75	150,2	150,6	149,8	150,0	150,15	0,342	0,95	1,96	2,0	0,335	150
	1,25	102,8	103,0	103,8	103,2	103,20	0,432					
	1,75	52,6	53,0	52,6	53,2	52,85	0,300					
	2,25	31,8	31,0	31,6	31,0	31,35	0,412					
	0,75	150,2	150,6	149,8	150,0	150,15	0,342					
	1,25	102,8	103,0	103,8	103,2	103,20	0,432					
внут- рішні	1,75	52,6	53,0	52,6	53,2	52,85	0,300	0,9	1,643	1,65	0,246	55
	2,25	31,8	31,0	31,6	31,0	31,35	0,412					
	0,75	193,2	194,0	194,2	194,0	193,85	0,443					
	1,25	147,0	147,8	147,8	147,6	147,55	0,379					
	1,75	109,4	109,6	109,0	108,8	109,2	0,365					
	2,25	86,4	86,2	86,8	86,6	86,5	0,258					
	0,75	193,2	194,0	194,2	194,0	193,85	0,443	0,9	1,643	1,65	0,364	195
	1,25	147,0	147,8	147,8	147,6	147,55	0,379					
	1,75	109,4	109,6	109,0	108,8	109,2	0,365					
	2,25	86,4	86,2	86,8	86,6	86,5	0,258					
	0,75	193,2	194,0	194,2	194,0	193,85	0,443					
	1,25	147,0	147,8	147,8	147,6	147,55	0,379					
	1,75	109,4	109,6	109,0	108,8	109,2	0,365	0,9	1,643	1,65	0,311	150
	2,25	86,4	86,2	86,8	86,6	86,5	0,258					
	0,75	193,2	194,0	194,2	194,0	193,85	0,443					
	1,25	147,0	147,8	147,8	147,6	147,55	0,379					
	1,75	109,4	109,6	109,0	108,8	109,2	0,365					
	2,25	86,4	86,2	86,8	86,6	86,5	0,258					
	0,75	150,2	150,6	149,8	150,0	150,15	0,342	0,9	1,643	1,65	0,212	85
	1,25	102,8	103,0	103,8	103,2	103,20	0,432					
	1,75	52,6	53,0	52,6	53,2	52,85	0,300					
	2,25	31,8	31,0	31,6	31,0	31,35	0,412					
	0,75	150,2	150,6	149,8	150,0	150,15	0,342					
	1,25	102,8	103,0	103,8	103,2	103,20	0,432					

Таблиця М1 – Результати обробки експериментальних значень поверхневих температур від кута обхвату  $\beta$ 

гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок

Пари тертя	Кут обхвату, $\beta$ , град.	Температура, °С				Серед- нє зна- чення, $t, ^\circ\text{C}$	Емпіри- чна диспер- сія, $S_t$ , $^\circ\text{C}$	Довір- ча ймо- вір- ність, $\alpha$	Кое- фіці- єнт, $t_\alpha$	Частка се- редньо- квадра- тичної по- хибки, $e$	Точ- ність оцінки, $\varepsilon$	Середнє заокругле- не значення, $t, ^\circ\text{C}$
		№ експерименту	1	2	3							
зов- нішні	180	41,4	41,2	41,6	41,8	41,5	0,258			0,253	40	
	225	92,6	92,8	92,4	92,0	92,45	0,342	0,95	1,96	0,335	90	
	270	150,2	150,6	151,0	151,0	150,70	0,383			0,375	150	
внут- рішні	180	41,4	41,2	41,6	41,8	41,5	0,258			0,212	40	
	225	92,6	92,8	92,4	92,0	92,45	0,342	0,9	1,643	0,281	90	
	270	150,2	150,6	151,0	151,0	150,70	0,383			0,315	150	
внут- рішні	180	98,8	98,0	98,2	98,8	98,45	0,412			0,404	100	
	225	142,0	142,8	142,8	143,0	142,65	0,443	0,95	1,96	0,435	145	
	270	201,6	201,2	200,6	201,4	201,20	0,432			0,423	200	
внут- рішні	180	98,8	98,0	98,2	98,8	98,45	0,412			0,339	100	
	225	142,0	142,8	142,8	143,0	142,65	0,443	0,9	1,643	0,364	145	
	270	201,6	201,2	200,6	201,4	201,20	0,432			0,355	200	

## Додаток Н

Таблиця Н1 – Результати обробки експериментальних значень поверхневих температур від ширини ободу гальмівного шківа В

Натяг галь- мів- ної стріч- ки S, Н	Шири- на обо- ду галь- мівно- го шкі- ва В, мм	Температура °С				Серед- не зна- чення t, °С	Емпіри- чна диспер- сія S, °С	Довір- ча ймо- вір- ність α	Кое- фіці- єнт t <sub>α</sub>	Частка се- редньо- квадра- тичної по- хибки ε	Точ- ність оцінки ε	Середнє заокругле- не значення t, °С					
		№ експерименту	1	2	3								4				
100	100	93,2	93,6	94,2	94,0	93,75	0,443	0,95	1,96	2,0	0,435	95					
	200	85,4	85,2	85,8	85,6	85,50	0,258										
	300	79,2	79,6	79,6	79,2	79,40	0,231										
	400	75,6	75,0	75,6	75,2	75,35	0,300										
800	100	93,2	94,0	94,2	94,0	93,75	0,443	0,9	1,643	1,65	0,364	95					
	200	85,4	85,2	85,8	85,6	85,50	0,258										
	300	79,2	79,6	79,6	79,2	79,40	0,231										
	400	75,6	75,0	75,6	75,2	75,35	0,300										
	100	117,0	117,8	117,8	117,6	117,55	0,379						0,95	1,96	2,0	0,371	120
	200	111,4	111,6	111,0	111,8	111,45	0,342										
	300	106,2	106,8	106,6	106,4	106,50	0,258										
	400	102,2	102,4	102,8	101,8	102,40	0,490										
100	117,0	117,8	117,8	117,6	117,55	0,379	0,9	1,643	1,65	0,311	120						
200	111,4	111,6	111,0	111,8	111,45	0,342											
300	106,2	106,8	106,6	106,4	106,50	0,258											
400	102,2	102,4	102,8	101,8	102,40	0,490											
100	117,0	117,8	117,8	117,6	117,55	0,379						0,212	0,246	75	75		
200	111,4	111,6	111,0	111,8	111,45	0,342											
300	106,2	106,8	106,6	106,4	106,50	0,258											
400	102,2	102,4	102,8	101,8	102,40	0,490											
100	117,0	117,8	117,8	117,6	117,55	0,379	0,212	0,246	75	75							
200	111,4	111,6	111,0	111,8	111,45	0,342											
300	106,2	106,8	106,6	106,4	106,50	0,258											
400	102,2	102,4	102,8	101,8	102,40	0,490											
100	117,0	117,8	117,8	117,6	117,55	0,379					0,212	0,246	75	75			
200	111,4	111,6	111,0	111,8	111,45	0,342											
300	106,2	106,8	106,6	106,4	106,50	0,258											
400	102,2	102,4	102,8	101,8	102,40	0,490											

## Додаток П

Таблиця П1 – Результати обробки експериментальних значень поверхневих температур від кількості гальмувань п гальмівного стенду

Пари тертя	Кіль- кість галь- мувань п	Температура, °С				Серед- нє зна- чення $t$ , °С	Емпіри- чна диспер- сія $S_t$ , °С	Довір- ча ймо- вір- ність $\alpha$	Кое- фіці- єнт $t_a$	Частка се- редньо- квадра- тичної по- хибки $\epsilon$	Точ- ність оцінки $\epsilon$	Середнє заокругле- не значення $t$ , °С
		1	2	3	4							
зов- нішні	30	98,4	98,8	99,0	98,2	98,60	0,365	0,95	1,96	2,0	0,358	100
	60	148,0	148,8	148,8	148,6	148,55	0,379					150
	90	176,4	176,0	176,8	177,0	176,55	0,443					175
	120	203,4	203,2	203,8	202,8	203,3	0,416					205
	150	210,2	210,6	211,0	211,0	210,70	0,383					210
	30	98,4	98,8	99,0	98,2	98,60	0,365					100
внут- рішні	60	148,0	148,8	148,8	148,6	148,55	0,379	0,9	1,643	1,65	0,311	150
	90	176,4	176,0	176,8	177,0	176,55	0,443					175
	120	203,4	203,2	203,8	202,8	203,30	0,416					205
	150	210,2	210,6	211,0	211,0	210,70	0,383					210
	30	82,0	82,8	82,6	82,0	82,35	0,412					80
	60	132,2	132,4	132,8	131,8	132,30	0,416					130
	90	177,0	177,8	177,8	177,6	177,55	0,379	0,95	1,96	2,0	0,371	180
	120	235,2	235,0	235,2	234,2	234,9	0,476					235
	150	270,2	270,6	271,2	271,0	270,75	0,443					270
	30	82,0	82,8	82,6	82,0	82,35	0,412					80
	60	132,2	132,4	132,8	131,8	132,30	0,416					130
	90	177,0	177,8	177,8	177,6	177,55	0,379					180
	120	235,2	235,0	235,2	234,2	234,9	0,476	0,9	1,643	1,65	0,311	235
	150	270,2	270,6	271,2	271,0	270,75	0,443					270
	30	82,0	82,8	82,6	82,0	82,35	0,412					80
	60	132,2	132,4	132,8	131,8	132,30	0,416	0,9	1,643	1,65	0,342	130
	90	177,0	177,8	177,8	177,6	177,55	0,379					180
	120	235,2	235,0	235,2	234,2	234,9	0,476					235
	150	270,2	270,6	271,2	271,0	270,75	0,443	0,9	1,643	1,65	0,391	270
	30	82,0	82,8	82,6	82,0	82,35	0,412					80
	60	132,2	132,4	132,8	131,8	132,30	0,416					130
	90	177,0	177,8	177,8	177,6	177,55	0,379	0,9	1,643	1,65	0,311	180
	120	235,2	235,0	235,2	234,2	234,9	0,476					235
	150	270,2	270,6	271,2	271,0	270,75	0,443					270

Таблиця Р1 – Результати обробки експериментальних значень поверхневих температур від відношення питомих навантажень  $p / p_H$

Пари тертя	Питомі наван- тажен- ня $p / p_H$	Температура, °С				Серед- не зна- чення $t_s$ , °С	Емпіри- чна диспер- сія $S_t$ , °С	Довір- ча ймо- вір- ність $\alpha$	Кое- фіці- єнт $t_\alpha$	Частка се- редньо- квадра- тичної по- хибки $\epsilon$	Точ- ність оцінки $\epsilon$	Середнє закруглене значення $t_s$ , °С
		1	2	3	4							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
зов- нішні	0,2	28,0	28,4	28,0	28,2	28,15	0,191	0,95	1,96	2,0	0,188	30
	0,4	48,8	48,2	48,8	48,6	48,60	0,283					
	0,6	77,4	77,0	77,8	77,0	77,3	0,383					
	0,8	108,4	108,8	109,0	108,2	108,60	0,365					
	1,0	182,2	182,4	182,8	181,8	182,30	0,416					
	0,2	28,0	28,4	28,0	28,2	28,15	0,191					
	0,4	48,8	48,2	48,8	48,6	48,60	0,283					
	0,6	77,4	77,0	77,8	77,0	77,3	0,383					
внут- рішні	0,8	108,4	108,8	109,0	108,2	108,60	0,365	0,9	1,643	1,65	0,300	110
	1,0	182,2	182,4	182,8	181,8	182,30	0,416					
	0,2	42,0	42,4	42,4	42,0	42,20	0,231					
	0,4	76,0	76,8	76,8	76,6	76,55	0,379					
	0,6	112,8	113,0	113,8	113,2	113,20	0,432					
	0,8	177,8	177,0	178,0	177,8	177,65	0,443					
	1,0	251,8	253,0	252,6	253,2	252,65	0,619					
	0,2	42,0	42,4	42,4	42,0	42,20	0,231					
	0,4	76,0	76,8	76,8	76,6	76,55	0,379	0,95	1,96	2,0	0,423	115
	0,6	112,8	113,0	113,8	113,2	113,20	0,432					
	0,8	177,8	177,0	178,0	177,8	177,65	0,443					
	1,0	251,8	253,0	252,6	253,2	252,65	0,619					
	0,2	42,0	42,4	42,4	42,0	42,20	0,231					
	0,4	76,0	76,8	76,8	76,6	76,55	0,379					
	0,6	112,8	113,0	113,8	113,2	113,20	0,432					
	0,8	177,8	177,0	178,0	177,8	177,65	0,443					
	1,0	251,8	253,0	252,6	253,2	252,65	0,619	0,9	1,643	1,65	0,355	115
	0,2	42,0	42,4	42,4	42,0	42,20	0,231					
	0,4	76,0	76,8	76,8	76,6	76,55	0,379					
	0,6	112,8	113,0	113,8	113,2	113,20	0,432					
	0,8	177,8	177,0	178,0	177,8	177,65	0,443					
	1,0	251,8	253,0	252,6	253,2	252,65	0,619					
	0,2	42,0	42,4	42,4	42,0	42,20	0,231					
	0,4	76,0	76,8	76,8	76,6	76,55	0,379					

## Додаток С.

Значення сумарного коефіцієнту втрат механічної енергії на тертя та прискорення потоку повітря, що рухається між елементами стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки У2-5-5 розраховані по залежностям, наведеним в роботі [103]. В табл. С.1 наведені початкові дані для їхнього розрахунку.

Таблиця С.1 - Початкові дані для розрахунку коефіцієнтів втрат механічної енергії потоку повітря, омиваючого елементи фрикційних вузлів гальм.

Тип омивання повітрям	
Поперечний	Поперечний і повздовжний
$A_{ш} = 0,009 \text{ м}^2$ ; $A_{р.ш.} = 0,00108 \text{ м}^2$ ; $A_{б.п.н.} = 0,00744 \text{ м}^2$ ; $A_{в.с.} = 0,00814 \text{ м}^2$ ; $F_1 = 0,001108 \text{ м}^2$ ;	$\sum A_1 = 2,053 \text{ м}^2$ ; $F_1 = 0,00974 \text{ м}^2$ ; $\sum A_2 = 1,854 \text{ м}^2$ ; $F_2 = 0,3159 \text{ м}^2$ ;

Максимальне значення радіуса вихра циркулюючого повітря між елементами фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками дорівнює 0,226 м.

## Додаток Т

## Розрахунок кількості змін повітря

Виконуємо розрахунок кількості змін повітря, яке омиває пари тертя фрикційних вузлів нетрадиційного гальма бурової лебідки У2-5-5 для поперечної схеми циркуляції повітря при наступних вихідних даних:  $t_{ш} = 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{в.с} = 330 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $V_3 = 3,45 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ .

1. По номограмі (рис. 4.7 а) при  $t = (350 + 330) / 2 = 340 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , витрати повітря  $G_V = 0,292 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 / \text{с}$ .

2. Визначаємо час, за який повітря заповнить будівельний об'єм між фрикційними парами гальма:

$$\tau = V_3 / G_V = 0,272 \cdot 10^{-5} / 0,292 \cdot 10^{-6} = 9,3 \text{ с.}$$

3. Знаходимо кількість змін повітря між фрикційними парами гальма за одну секунду:

$$\Gamma = 1 / \tau = 1 / 9,3 = 0,108 \text{ рази.}$$

## Додаток У

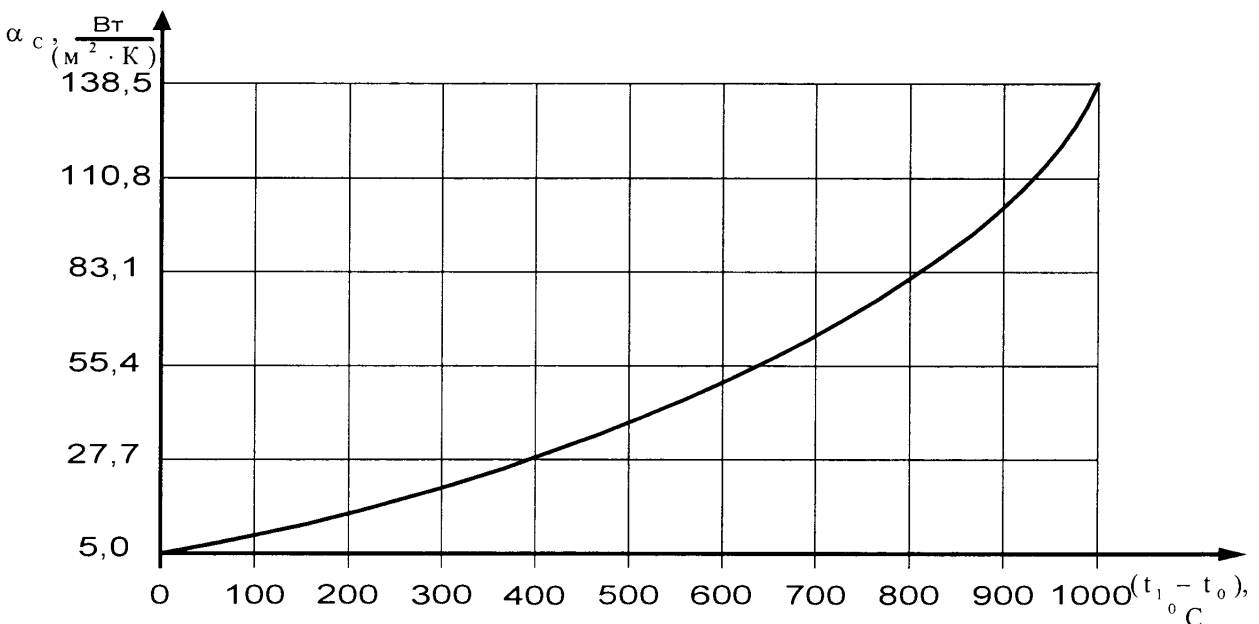


Рис. У.1 Залежність коефіцієнту радіаційного випромінювання поверхонь (стрічки, шківів, накладок) гальма від температури їхнього нагрівання.

## Додаток Ф.

## Розрахунок сумарних коефіцієнтів тепловіддачі

Виконуємо розрахунок сумарних коефіцієнтів тепловіддачі від нагрітих елементів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки У2-5-5 за цикл процесу гальмування 63-ої свічки при її опусканні в свердловину і до початку гальмування 64-ої свічки.

## Ф.1 При гальмуванні

Початкові дані: температура внутрішніх пар фрикційних вузлів нетрадиційного гальма: до початку гальмування  $t_1 = 575 \text{ }^\circ\text{C}$ ; в кінці гальмування  $t_2 = 590 \text{ }^\circ\text{C}$ ; час гальмування  $\tau_r = 2,1 \text{ с}$ ; кутова швидкість ковзання внутрішніх пар фрикційних вузлів гальма  $\omega = 8,95 \text{ с}^{-1}$ .

По номограмі (рис. 4.7 а) при  $t = (575 + 590) / 2 = 582,5 \text{ }^\circ\text{C}$ , витрати повітря  $G_v = 0,261 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ , його швидкість та час зміни, відповідно, дорівнюють  $V = 2,32 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}$ ,  $\tau = 10,1 \text{ с}$  і коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від нагрітих елементів нетрадиційного гальма  $\alpha_1 = 1,338 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Від незакритої робочої частини шківа фрикційними накладками та гальмівною стрічкою коефіцієнт тепловіддачі конвекцією омиваючого її повітря згідно табл. Ф.1 дорівнює  $\alpha_2 = 1,205 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Таблиця Ф.1 – Значення коефіцієнтів тепловіддачі від незакритої робочої частини шківа фрикційними накладками та гальмівною стрічкою

$\omega, \text{ с}^{-1}$	3,0	6,0	9,0	12,0	15,0
$\alpha, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	3,64	1,81	1,21	0,905	0,725

Коефіцієнт тепловіддачі радіаційним випромінюванням від елементів нетрадиційного гальма при  $t = 582,5 \text{ }^\circ\text{C}$  по графічній залежності (рис. У.1) дорівнює  $\alpha_p = 48,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Отже, виходить, що сумарний коефіцієнт тепловіддачі складає:

$$\sum \alpha = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_p = 1,338 + 1,205 + 48,6 = 51,143 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$



## Ф.2 Гальмо розімкнене

Ф.2.1 Поперечне омивання повітрям нагрітих елементів нетрадиційного гальма.

Початкові дані: температура бокової поверхні фрикційної накладки  $t_H = 440$  °С; температура внутрішньої поверхні стрічки  $t_C = 375$  °С; час природного охолодження  $\tau_0 = 2,0$  хв.

По номограмі (рис. 4.7 б) при  $t_H = 440$  °С витрати повітря  $G_V = 0,242 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с, швидкість та час зміни повітря  $V = 0,521 \cdot 10^{-2}$  м/с,  $\tau = 49,72$  с і коефіцієнт тепловіддачі конвекцією дорівнює  $\alpha_1 = 31,95$  Вт/(м<sup>2</sup> · К). Середній коефіцієнт тепловіддачі радіаційним випромінюванням при  $t_H = 440$  °С і  $t_C = 375$  °С складає  $\alpha_p = 29,2$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі дорівнює:

$$\Sigma\alpha = \alpha_1 + \alpha_p = 31,95 + 29,2 = 61,15 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Ф.2.2 Повздожне омивання повітрям елементів фрикційних вузлів нетрадиційного гальма.

Початкові дані: температура робочої поверхні шківа  $t_{ш} = 390$  °С; температура робочої поверхні фрикційної накладки  $t_H = 390$  °С; температура внутрішньої поверхні стрічки  $t_C = 375$  °С; час природного охолодження  $\tau_0 = 2,0$  хв.

По номограмі (рис. 4.7 в) при  $t = (390 + 375) / 2 = 382,5$  °С, витрати повітря  $G_V = 0,335 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с, його швидкість та час зміни, відповідно, дорівнюють  $V = 4,42$  м/с,  $\tau = 115,35$  с і коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від нагрітих елементів нетрадиційного гальма  $\alpha = 0,742$  Вт/(м<sup>2</sup> · К). В цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі радіаційним випромінюванням складає  $\alpha_p = 24,6$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

При цьому сумарний коефіцієнт тепловіддачі дорівнює:

$$\Sigma\alpha = \alpha_1 + \alpha_p = 0,742 + 24,6 = 25,342 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

„УЗГОДЖЕНО”

Проректор з наукової роботи  
Івано-Франківського національного  
технічного університету нафти і газу

проф. О.М. Карпаш

2002р.

„СХВАЛЮЮ”

Технічний директор ВАТ  
„Карпатнафтомаш” Івано-  
Франківської обл.

О.О. Левицький

2002р.



## АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Випробовж 1999-2001 рр. під керівництвом д.т.н., проф. Петрика А.О. проводилася держбюджетна робота, що присвячена розробці пристроїв та систем, що працюють на ефектах теплової труби і термоелектричному, для примусового охолодження фрикційних вузлів різних типів барабанно-колодкових гальм транспортних засобів та стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

В результаті виконання робіт к.т.н., доцентом Вольченком М.О. (Кубанський державний технологічний університет, м. Краснодар, Росія), аспірантами Криштопою С.І. та Вольченком Д.О. отримано наступне:

1. Розроблено пристрої та системи для примусового охолодження фрикційних вузлів гальм, які дозволяють знижувати рівень їхньої теплонавантаженості в середньому на 10-25%. Розроблені пристрої та системи захищені патентами та винаходами в Росії (№№2104422; 2124152; 2134368; 2159878; 2174199), а також подані заявки на передбачувані патенти на винаходи (№№2000117098/20; 2000117099/20).

2. Запропоновані пристрої та системи термоелектричного ефекту дозволяють працювати напівпровідниковим термобатареям в залежності від напрямку генерованої термо-ЕРС в режимах термоелектрогенераторів та термоелектроохолодильників, що дозволяє керувати теплонавантаженістю набігаючої та збігаючої поверхонь самопритискної та самовідтискної гальмівних колодок барабанно-колодкового гальма та фрикційних накладок набігаючої та збігаючої гілок серійного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. В останньому з обертальними фрикційними накладками, встановлених на гальмівному шківі, на різних стадіях гальмування, досягається при зміні поверхонь тертя безперервна робота напівпровідникових термобатареї в режимах термоелектроохолодильників. При цьому не тільки знижується теплонавантаженість пар тертя фрикційних вузлів гальм, але й досягається їхнє вирівнювання, а також поліпшуються зносо-фрикційні

властивості пар тертя і як наслідок, експлуатаційні параметри гальм в цілому.

3. Економічний ефект досягнуто за рахунок зниження та вирівнювання теплонавантаженості фрикційних вузлів різних типів гальм, що дозволяє збільшити їхній ресурс в 1,15-1,3 рази в порівнянні з серійним гальмом без примусового охолодження.

Робота прийнята до впровадження у відкритому акціонерному товаристві „Карпатнафтомаш” (м. Калуш, Івано-Франківська обл., Україна).

В результаті впровадження при одній заміні фрикційних накладок ефект складас:

на вантажному транспортному засобі середньої вантажопіднімальності – 17,5 гривень (сімнадцять гривень 50 коп.);

на стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки У2-5-5 – 105,6 гривень (сто п'ять гривень 60 коп.) при заміні комплекту фрикційних накладок в кількості 44 шт.

Представники асоціації „Карпатнафтомаш”:

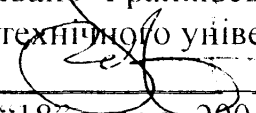
Директор з виробництва

Маришів І.І.

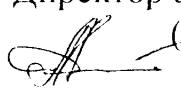
Начальник технічного управління

Ружицький Б.І.

“УЗГОДЖЕНО”

Проректор з наукової роботи  
Івано-Франківського державного  
технічного університету нафти і газу  
  
проф. О.М. Карпаш  
“18” травня 2001 р.

“СХВАЛЮЮ”

Директор асоціації “Автобус”  
(м. Львів)  
  
доц. М.Д. Палюх  
“15” травня 2001 р.

## АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Протягом 1999-2001 рр. під керівництвом д.т.н., професора Петрика А.О. виконана держбюджетна робота, присвячена примусовому охолодженню (термоелектричному, а також на ефектах “теплової труби” і “багатоструменевого ежектора”) колісних барабанно-колодкових гальм для нової серії автобусів сімейства ЛАЗ.

В результаті виконання робіт к.т.н., проф. Пургалом М.П., к.т.н., доц. Вольченком М.О., аспірантами Криштопою С.І. і Вольченком Д.О. отримано наступні показники:

1. Розроблені пристрої та системи для ефективного примусового охолодження пар тертя гальм автобусів, що знижують їхній рівень теплонавантаженості в середньому на 20-25%.

2. Запропоновані пристрої та системи дозволяють вирівнювати теплонавантаженість набігаючої та збігаючої поверхонь фрикційних накладок самопритискної та самовідтискної гальмівних колодок, що покращує їхній знософрикційні властивості і, як наслідок, експлуатаційні параметри гальма в цілому.

3. Розроблені пристрої та системи захищені позитивними рішеннями на видачу патентів на винаходи, а також патентами на винаходи Росії в кількості 7 шт.

Економічний ефект досягнуто за рахунок зниження рівня теплонавантаженості фрикційних вузлів барабанно-колодкових гальм, що дозволяє збільшити їхній ресурс в 1,25-1,35 рази.

Робота прийнята до впровадження в асоціації “Автобус” (м. Львів).

В результаті впровадження економічний ефект на одному автобусі сімейства ЛАЗ складає 18,7 гривень (вісімнадцять гривень 70 коп.).



Президент асоціації “Автобус”

О.Гриневич  
Н.Прокопів