

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет Львівського інституту
(назва факультету)

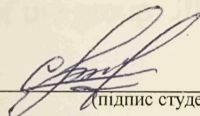
Рухомий склад залізниць і колія
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
бакалавр
(ступінь вищої освіти)

на тему: «Розрахунок життєвого циклу відповідальних вузлів тертя локомотивів»

за освітньою програмою Локомотиви та локомотивне господарство
зі спеціальності: 273 Залізничний транспорт
(шифр і назва спеціальності)

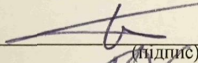
Виконав:


(підпис студента)

студент групи: ЛГ 18118

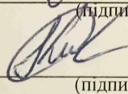
/ Степан ЮЩИШИН /
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:


(підпис)

/ доцент Микола КУЗІН /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер:


(підпис)

/ викладач Іван КРАВЕЦЬ /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Консультанти:

(назва розділу) _____ (підпис) _____

/ _____ /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

(назва розділу) _____ (підпис) _____

/ _____ /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

(назва розділу) _____ (підпис) _____

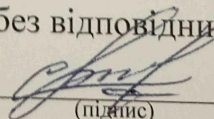
/ _____ /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

(назва розділу) _____ (підпис) _____

/ _____ /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент


(підпис)

Львів – 2022 рік

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Lviv Institute

(faculty)

Railway rolling stock and track

(department)

Explanatory Note
to Bachelor's Thesis

(higher education degree)

on the topic: Calculation of the life cycle of critical friction units of locomotives

according to educational curriculum Locomotives and locomotive establishment

in the Speciality: 273 Railway transport

(speciality and its code)

Done by the student of the group:

/ Stepan Yutsishin /
(name, surname)

Scientific Supervisor:

/ assistant professor Mykola Kuzin /
(position, name, surname)

Normative controller :

/ lecturer Ivan Kravets /
(position, name, surname)

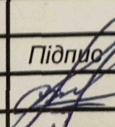
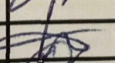
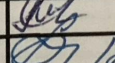
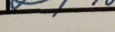
Supervisors

| | |
|-------------------------|---------------------------|
| _____ | / _____ / |
| (Chapter title heading) | (position, name, surname) |
| _____ | / _____ / |
| (Chapter title heading) | (position, name, surname) |
| _____ | / _____ / |
| (Chapter title heading) | (position, name, surname) |
| _____ | / _____ / |
| (Chapter title heading) | (position, name, surname) |

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| Вступ | 6 |
| 1 Аналіз сучасних підходів прогнозування життєвого циклу вузлів тертя | 7 |
| 1.1 Кількісні оцінки процесу тертя та зношування | 7 |
| 1.2 Основи вибору матеріалів для підшипників ковзання | 16 |
| 1.3 Висновки | 22 |
| 2 Використання та особливості експлуатації бабітових підшипників ковзання | 23 |
| 2.1 Особливості використання бабітових підшипників ковзання на залізничному транспорті | 23 |
| 2.2 Отримання бабітових підшипників ковзання | 30 |
| 2.3 Висновки | 32 |
| 3 Оптимізація структурних параметрів бабітових підшипників для подовження їх життєвого циклу | 33 |
| 3.1 Аналіз зміни структури бабітових підшипників під час їх отримання | 33 |
| 3.2 Оптимізація структури бабітових підшипників | 38 |
| 3.3 Висновки | 41 |
| Висновки | 42 |
| Перелік посилань | 43 |

0041.200097.01.ВКР.ПЗ

| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | | | |
|-------------|------|--------------|---|----------|--|----------|-------|---------|
| Розробив | | ЮЩИШИН С. |  | 14.06 | Розрахунок життєвого циклу відповідальних вузлів тертя локомотивів | Літера | Аркуш | Аркушів |
| Консультант | | | | | | | 5 | 42 |
| Керівник | | КУЗІН Микола |  | 19.06 | | ЛІ УДУНТ | | |
| Н. Контр. | | КРАВЕЦЬ Іван |  | 15.06.22 | | | | |
| Зав. каф. | | БАЛЬ Олена |  | 18.06.22 | | | | |

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Львівського інституту
Кафедра: Рухомий склад залізниць і колія
Рівень вищої освіти: бакалавр
Освітня програма: Локомотиви та локомотивне господарство
Спеціальність: 273 Залізничний транспорт
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____
_____ Олена БАЛЬ
(підпис) (Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Дата _____

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу _____
бакалавра
(ступінь вищої освіти)

студенту Ющишину Степану Романовичу
(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: «Розрахунок життєвого циклу відповідальних вузлів тертя локомотивів»

Керівник роботи: Кузін Микола Олегович, д.т.н., доцент
(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затвержені наказом від _____ " 26 " 11 2021 р. № 38 ст

2. Строк подання студентом роботи: 10.06.2022 р.

3. Вихідні дані до роботи: вимоги щодо функціонування вузлів тертя,
що наведені у науковій та технічній літературі

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

4.1 Аналітична частина: підходи з нормативно-технічної, наукової літератури із питань
експлуатаційної надійності відповідальних вузлів тертя локомотивів

4.2 Основна частина: аналіз методів підвищення експлуатаційної надійності вузлів тертя

4.3 Охорона праці та захист навколишнього середовища:

4.4 Економічна частина:

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
графічна частина не передбачена

6. Консультанти розділів роботи:

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Завдання видав: (підпис консультанта, дата) | Завдання прийняв: (підпис студента, дата) |
|-------------|---|--|--|
| Всі розділи | Кузін М.О., доцент | | |

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів кваліфікаційної роботи | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|---|-------------------------------|----------|
| 1 | Аналіз нормативної та технічної літератури щодо функціонування вузлів тертя рухомого складу | 28.04.22 | |
| 2 | Особливості функціонування бабітових підшипників ковзання | 12.05.22 | |
| 3 | Оптимізація технологій отримання бабітових підшипників ковзання | 26.05.22 | |
| 4 | Надання практичних рекомендацій | 01.06.22 | |
| 5 | Оформлення аналітичної частини роботи | 08.06.22 | |
| 6 | Повне оформлення роботи | 09.06.22 | |
| 7 | Подання кваліфікаційної роботи до кафедри | 10.06.22 | |
| 8 | Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії | | |

Студент

_____ (підпис)

Степан ЮЩИШИН

_____ (ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Микола КУЗІН

_____ (ім'я ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра:
(рівень освіти)

44 с., 13 рис., 1 табл., 14 джерел.

Об'єкт розробки – відповідальні вузли тертя тягового рухомого складу.

Мета роботи – оптимізація структурних параметрів бабітових підшипників для подовження їх життєвого циклу.

Методи дослідження – порівняльні та описові методи аналізу літературних джерел, методи математичного моделювання та функціонального аналізу.

Визначено технологічні шляхи підвищення довговічності бабітових підшипників ковзання тягового рухомого складу.

Результати роботи можуть стати основою для технологічної оптимізації отримання підшипників ковзання тягового рухомого складу.

Ключові слова: БАБІТОВІ ПІДШИПНИКИ, ОПТИМІЗАЦІЯ, ВУЗЛИ ТЕРТЯ, ЗНОСОСТІЙКІСТЬ

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 4 |

ВСТУП

Вузли тертя тягового рухомого складу є деталями, які в значній мірі визначають ефективність його функціонування, безпеку експлуатації та ресурс усього виробу.

В цьому зв'язку, забезпечення потрібних параметрів відповідальних вузлів тертя є однією із важливих задач рухомого складу залізниць України.

Розв'язання цієї задачі дозволить не тільки підвищити економічну ефективність роботи галузі, але й зменшити негативний вплив людського чинника під час ремонтних робіт на функціонування транспорту та підвищити безпеку руху.

В цьому зв'язку, розрахункове встановлення оптимальних параметрів бабітових підшипників для підвищення їх життєвого циклу набуває надзвичайно важливе та актуальне значення.

Дана робота і призначена як раз інженерному обґрунтуванню та встановлення оптимальних параметрів бабітових підшипників ковзання, що дозволить у подальшому підвищити ресурсозбереження при функціонуванні транспортних систем.

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | 6 |

1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ПІДХОДІВ ПРОГНОЗУВАННЯ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ ВУЗЛІВ ТЕРТЯ

1.1 Кількісні оцінки процесу тертя та зношування

Аналіз причин виходу з ладу машин і механізмів транспортних систем показує, що в 75% причиною їх виходу і ладу є зношування пар тертя. З них 90% пошкоджень зумовлені контактною втомою та зношуванням - найбільш небезпечними для сучасних силових систем машин та механізмів, що працюють в умовах контактної взаємодії з передачею робочого циклічного навантаження (при ковзанні, коченні, проковзуванні та ін.). У таких системах виникають зношувальні пошкодження, пов'язані з порушенням міжатомних зв'язків у кристалічній решітці, деформується тертям обсягу матеріалу [1].

Вивчення подібних пошкоджень з позицій як практики, так і теорії транспортних систем є комплексним завданням, яке відкриває нові перспективні шляхи для підвищення ресурсу машин при одночасному зниженні витрат праці, засобів і матеріалів у сферах виробництва та експлуатації.

Таким чином, основним резервом збільшення довговічності машин є підвищення їх зносостійкості (зносотривкості), яка безпосередньо пов'язана з методами вибору та обробки матеріалів трибосистеми. У свою чергу реєстрація зношування та визначення її інтенсивності у відповідальних важконавантажених змашуваних вузлах тертя представляє серйозну проблему через мікроскопічні процеси руйнування поверхонь тертя, величина яких за відносно невеликий час порівнянна з похибкою існуючих вимірювальних систем.

Звідси відбувається недосконалість інженерних прикладних триботехнічних рішень, що призводять до значних матеріальних, енергетичних, екологічних та фінансових втрат. При цьому проблема прогнозування триботехнічних характеристик вузлів тертя є дуже

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 7 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

актуальною. При цьому існують декілька основних напрямків вирішення цієї проблеми.

Перший напрямок пов'язаний із проведенням натурних випробувань вузлів тертя та матеріалів в експлуатаційних умовах. Такий метод виправданий при випробуванні простих та недовговічних вузлів. При створенні машин із ресурсом у десятки тисяч годин безперервної роботи явно невиправданий. Крім того, проведення натурних випробувань деяких вузлів тертя часом неможливо взагалі через невідтворюваність експлуатаційних умов (наприклад, вузли тертя космічних апаратів).

Другий напрямок виявлення ресурсу працездатності вузлів тертя є прискорені випробування. У цьому методі вирішення проблеми спрямований спосіб прогнозування зносостійкості пари тертя за результатами прискорених (форсованих) випробувань, що проводяться з метою інтенсифікації процесів зносу трибоповерхней. Цей метод дозволяє скоротити час випробувань, але при даному методі практично повністю спотворюється фізична сторона трибопроцесу, що дуже суттєво обмежує його застосування.

Третій і найбільш перспективний напрям у прогнозуванні трибохарактеристик вузлів тертя є розрахунково-експериментальний метод на основі підходів механіки. Теоретичним підґрунтям для цього напрямку є молекулярно-механічна теорія тертя (теорія Крагельського І.В.) і теорія втомного руйнування поверхонь, які дозволяють науково підійти до проблеми прогнозування ресурсу вузлів тертя.

З літератури відомо, що існує ряд особливостей контактної взаємодії твердих тіл при терті, які вимагають деякої видозміни припущень, прийнятих у розрахунках на міцність [2]:

- реальний контакт твердих тіл дискретний, при цьому деформуються мікрооб'єми матеріалу, до яких не застосовна гіпотеза про однорідне ізотропне тіло, що використовується в класичній механіці деформованих тіл;
- об'єм матеріалу, що сприймає навантаження при фрикційному контакті, не є постійним, а змінюється в залежності від параметрів тертя,

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 8 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

шорсткості та третіх тіл у контакті;

- властивості матеріалів, що беруть участь у терті найчастіше різко відрізняються від властивостей вихідних матеріалів, вони змінюються в процесі терню і відповідно змінюються умови руйнування матеріалів.

При цьому вважають, що найважливішими характеристиками матеріалу є його пружні константи, які дозволяють говорити про міжатомну взаємодію та фазові перетворення. Основними величинами, що характеризують пружність, є: E – модуль нормальної пружності (модуль Юнга), G – модуль зсуву, μ - Коефіцієнт Пуассона, які пов'язані між собою співвідношенням:

$$G = \frac{E}{2(\mu + 1)}. \quad (1.1)$$

Модуль пружності є анізотропною властивістю, проте для полікристалів цією властивістю можна знехтувати та розрахувати цю величину шляхом усереднення пружних властивостей монокристалу. Температурний коефіцієнт модуля нормальної пружності $\gamma = \frac{1}{E} \frac{dE}{dT}$ приблизно пропорційний лінійному коефіцієнту теплового розширення. Відношення $\frac{\alpha}{\gamma}$ приблизно дорівнює 4×10^{-2} . Більшість металів E зменшується майже лінійно з підвищенням температури T .

Механізм руйнування трибоповерхней є складним процесом, що залежить як від впливу зовнішніх факторів, таких як навантаження, швидкість, температура, фізико-хімічні властивості третіх тіл, так і внутрішніх факторів під якими розуміються хімічний склад, механо-фізичні властивості полікристалічного матеріалу, що руйнується. Всі ці фактори визначають інтенсивність зношування твердого тіла, що виражається у розмірах та частоті відділення частинок зносу від поверхні тертя [3].

Прогнозування зношування пар тертя передбачає дослідження процесів

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 9 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

триборуйнування при цьому необхідно враховувати стадійність зношування, оскільки різні стадії характеризуються різною інтенсивністю зношування, величина якої може змінюватися на порядок. На рис. 1.1 представлена крива зношування деталі в часі, де по осі абсцис відкладено час t роботи пари тертя, а по осі ординат зношування U . Тангенс кута нахилу α , утвореного віссю абсцис і дотичної до кривої у довільній точці, визначає швидкість або інтенсивність зношування в даний момент часу.

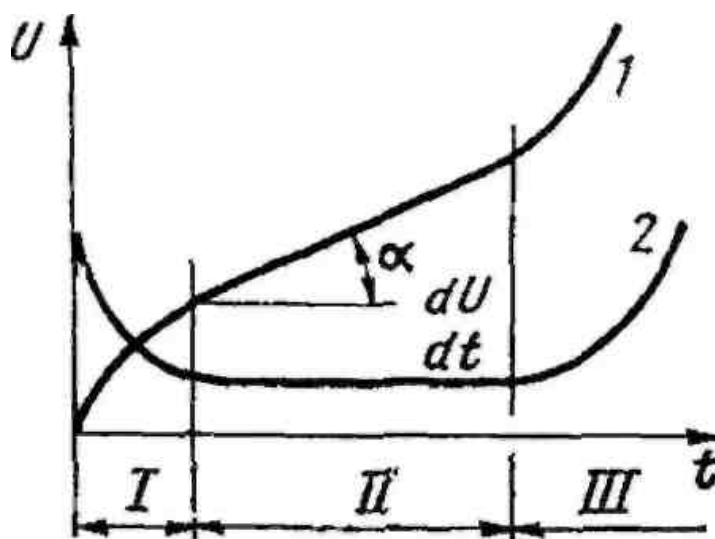


Рисунок 1.1 – Крива зношування

На цьому рисунку (крива 1) можна виділити три ділянки, що відповідають трьом стадіям зношування: I - початкове зношування, що спостерігається під час опрацювання поверхонь деталей; II - (прямолінійна ділянка кривої) - зношування, що встановилося ($\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{const}$), що спостерігається при нормальній експлуатації сполучення; III - процес різкого зростання інтенсивності зношування, що відповідає стадії катастрофічного зношування на заключному етапі.

Крива 2 на рис. 1.1 відображає швидкість зношування, звідки видно, що головний інтерес при вивченні процесів триборуйнування представляє стадія усталеного зношування, оскільки саме ця стадія визначає ресурс деталі, прогнозування якого є метою справжніх досліджень.

Під терміном втомне руйнування [4] характеризують тип руйнування, що викликається циклічними навантаженнями, напруженнями та деформаціями, амплітудне значення яких не перевищує межі текучості матеріалу.

Цей процес реалізується у виді дискретного контакту, де дотик відбувається на окремих ділянках, сукупність яких становить фактичну площу контакту (ФПК). Шорсткі поверхні під дією нормального навантаження взаємно впроваджуються або розплющуються, а в області плям фактичного контакту виникають реальні деформації. При терті об'єм матеріалу, що лежить у приповерхневому шарі, піддається багаторазовим циклічним навантаженням (рис. 1.2).

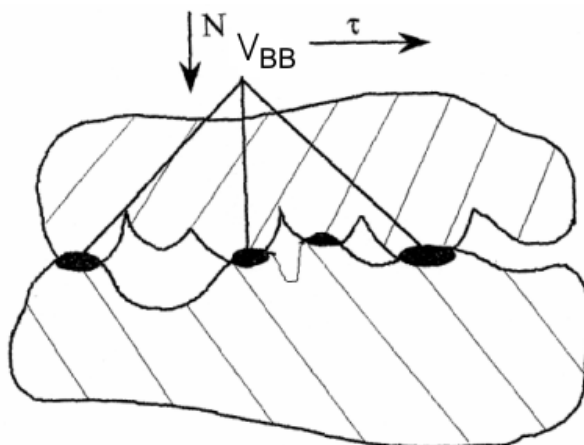


Рисунок 1.2 – Схема взаємного втиснення виступів шорсткостей V_{BB} в парах тертя: N - нормальна складова вектора навантаження; τ - дотична складова вектора навантаження

Як видно з рис. 1.2, об'єм взаємного втиснення залежить від властивостей матеріалів, величини навантаження, параметрів шорсткості, змащування.

При терті на об'єм матеріалу, який лежить в приповерхневому шарі, діє знакозмінний цикл навантажень, який багаторазово повторюється [5]. Після кожного циклу в матеріалі накопичуються пошкодження, які послаблюють його і приводять до руйнування. Отже, втома поверхневих шарів є основною причиною зношування деталей машин. Поверхнева втома являється основним фактором, що призводить до руйнування матеріалу [3].

Інтенсивність зношування розраховується за формулами, які передбачають механізм руйнування поверхонь, подібний малоцикловій втомі. Мірою дії в цьому підході є кількість циклів навантаження n .

Коротко виведення основних рівнянь зводиться до наступного. Вводиться поняття питомого зношування:

$$i_n = \frac{\delta V}{A_r \cdot d}, \quad (1.2)$$

де i_n - об'єм зношення матеріалу при переміщенні рухомого тіла на віддаль, яка дорівнює середньому діаметру плями контакту d , в розрахунку на одиницю фактичної площі контакту і одиницю пройденого шляху.

Оскільки $\delta V = \delta h \cdot A_r$, то $i = \delta h / d$, де A_r - фактична площа контакту; δh - товщина зношеного шару при вказаному переміщенні.

При зсуві на віддаль, яка є рівною середньому діаметру плями, фактична площа контакту руйнується і знову відновлюється. Тому на шляху ковзання L площа дотику відновлюється n раз

$$n = \frac{L}{d}, \quad (1.3)$$

До кінця шляху зношений об'єм складає

$$\Delta V = \delta V \cdot n. \quad (1.4)$$

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 12 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

Оскільки інтенсивність зношування $I = \frac{\Delta V}{L \cdot S}$, то, вважаючи, що S - площа тертя є рівна контурній площі (A_c), або при відсутності хвилястості, номінальній площі контакту (A_a), можна записати, що

$$I = \frac{\Delta V}{L \cdot A_a}. \quad (1.5)$$

З врахуванням формул (1.2) – (1.5) визначимо відношення $\frac{I}{i}$:

$$\frac{I}{i} = \frac{\Delta V \cdot d}{\delta V \cdot L} \cdot \frac{A_t}{A_a}. \quad (1.6)$$

У відповідності з формулами (1.5 і 1.6) $\frac{\Delta V}{\delta V} = \frac{L}{d} = n$. Тому

$$I = i \left(\frac{A_t}{A_a} \right). \quad (1.7)$$

Розрахуємо об'єм деформованого матеріалу. Площа перерізу шорсткого шару на віддалі a від верхньої його границі (рис. 1.3).

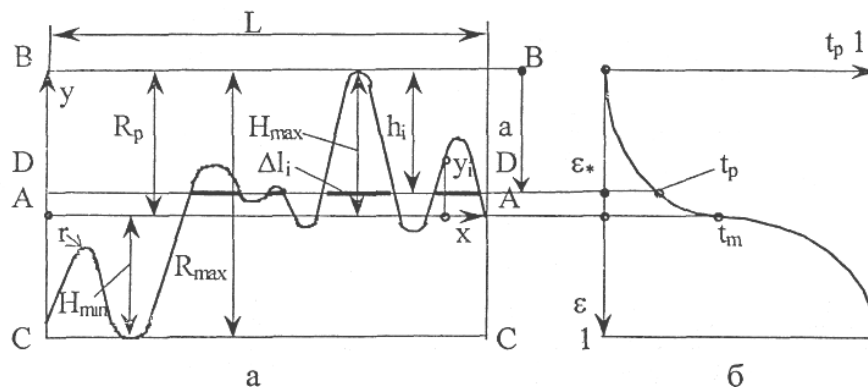


Рисунок 1.3 – Характеристики шорсткостей: а) характеристики шорсткостей; б) опорна крива

$$A_S = A_{S0} \left[\frac{a}{R_p} \right]^V = n_{0a} \cdot \Delta A_S \cdot A_a \left[\frac{a}{R_p} \right]^V. \quad (1.8)$$

Деформований об'єм матеріалу є рівний:

$$\Delta V_D = \int_0^a A_S da = \left[\frac{A_{S0}}{R_p^V} \right] \int_0^a a^V da = \frac{A_{S0}}{(V+1) \cdot R_p^V} a^{V+1}. \quad (1.9)$$

Величина об'єму, який відокремився внаслідок зношування за одне порушення фрикційного зв'язку, складає

$$\delta V = \frac{\Delta V_D}{m} = \frac{A_{S0} \cdot a^{V+1}}{(V+1) \cdot R_p^V \cdot m} = \frac{t_m \cdot R_p}{m \cdot (V+1)} \cdot \varepsilon^{V+1} \cdot A_a. \quad (1.10)$$

де $t_m = \frac{A_{S0}}{A_a}$; $\varepsilon = \frac{a}{R_p}$; $A_t = \alpha \cdot A_S$.

Питоме зношування

$$i = \frac{\delta V}{A_t \cdot d} = \frac{R_p \cdot \varepsilon}{\alpha \cdot m \cdot (V+1) \cdot d} = \frac{a}{\alpha \cdot m \cdot (V+1) \cdot d}. \quad (1.11)$$

Середню площу перерізу виступа площиною, яка знаходиться на віддалі a від верхньої границі шорсткого шару, знаходять за формулою:

$$\overline{\Delta A_S} = \frac{A_S}{n} = \frac{A_{S0} \cdot a}{n_0 \cdot R_p} = \frac{2\pi \cdot t \cdot a}{V}. \quad (1.12)$$

Якщо наближено вважати $\overline{\Delta A_S} = \frac{\pi D^2}{4\alpha}$, то середній діаметр плями контакту дорівнює $d = 2\sqrt{\alpha \cdot \overline{\Delta A_S}} \cdot \sqrt{\pi}$. Підставивши цей вираз у формулу (1.12) отримаємо

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 14 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

$$d = 2\sqrt{2\alpha} \cdot \sqrt{r\alpha/V} . \quad (1.13)$$

З врахуванням (1.13) питоме зношування складає:

$$i = \frac{\sqrt{V}}{2\sqrt{2\alpha}^{3/2} \cdot n(V+1)} \sqrt{\frac{a}{t}} . \quad (1.14)$$

Інтенсивність зношування:

$$I = \frac{a}{\alpha \cdot m \cdot (V+1) \cdot d} \cdot \frac{A_t}{A_a} . \quad (1.15)$$

Складність використання формули (1.15) полягає в необхідності визначення критичної кількості циклів навантаження, які призводять до руйнування елемента поверхні. З цією метою було запропоновано використати закономірність втомного руйнування при циклічному розтягу за законом Велера:

$$n = \left(\frac{\sigma_0}{\sigma}\right)^t , \quad (1.16)$$

де σ_0 - напруження, яке призводить до руйнування при одному циклі навантаження ($n=1$);

σ - діюче напруження;

n - кількість циклів, які призводять до руйнування стержня;

t - показник ступеню, який змінюється в залежності від властивостей матеріалу від 3 до 14.

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 15 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

1.2 Основи вибору матеріалів для підшипників ковзання

При обґрунтуванні вибору матеріалів для підшипників ковзання використаємо матеріали літературного джерела [6].

Внаслідок недостатньо обґрунтованого вибору матеріалів для підшипників та мастильних матеріалів терміни служби машин та агрегатів зменшуються, зростає кількість ремонтних робіт, а також втрати виробленого продукту через додаткові простой обладнання. Від вибраного матеріалу залежить конструктивне оформлення підшипників ковзання. Конструкції підшипників розробляються виходячи з властивостей матеріалів таким чином, щоб звести до мінімуму або повністю усунути шкідливий вплив негативних характеристик матеріалу (крихкість, низьку теплопровідність, гігроскопічність, нестабільність розмірів у часі та ін.) та найповніше використовувати низький коефіцієнт тертя та високу зносостійкість матеріалу. Конструктивні прийоми є ефективним засобом для підвищення терміну служби підшипників.

При виборі матеріалів для підшипників сухого тертя основне значення має їхня зносостійкість, а отже, термін служби. Знос опорних поверхонь підшипників понад допустиму величину порушує точність взаємного розташування валу з робочими органами та корпусу, призводить до його динамічної нестійкості та вібрації, можливості руйнування підшипника на ходу. Знос збільшується з підвищенням тиску (контактної напруги), а коефіцієнт тертя знижується або залишається постійним до критичного значення, що відповідає катастрофічному зносу. Фізико-механічні властивості матеріалу підшипника повинні забезпечувати найбільш високу зносостійкість і пружний контакт при терті, мінімальний коефіцієнт тертя, відсутність схильності до задирки, хорошу продуктивність. Крім цього, матеріал повинен мати достатню механічну міцність,

Величина гранично допустимої температури для обраного матеріалу, коли він відбувається його руйнація чи різке падіння механічних

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 16 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

характеристик, має бути більше температури навколишнього середовища щонайменше ніж 50— 80 °С. Характер динамічного навантаження повинен відповідати властивостям міцності обраного матеріалу.

Не допускається застосування крихких матеріалів, що мають низьку ударну в'язкість при ударних та вібраційних навантаженнях. Застосування матеріалу має бути економічно обґрунтовано як у сфері виготовлення, так і у сфері експлуатації.

Матеріал підшипника має бути малодефіцитним, яке технологічна обробка проста і доступна. Виробництво та механічна обробка деяких матеріалів для підшипників сухого тертя пов'язані зі складною технологією, що потребує спеціального обладнання. Їх виготовлення можливе лише на спеціалізованих ділянках. Це необхідно враховувати під час конструювання машин, що потребують періодичних ремонтів у нестационарних умовах.

Для підвищення зносостійкості підшипників велике значення мають заходи, пов'язані з обслуговуванням та експлуатацією: подача мастила, відсутність витоків (щільність системи), дотримання теплового режиму, боротьба з абразивним зношуванням в умовах сухого та граничного тертя з вживання заходів до усунення абразивних частинок зони тертя. Тепловий режим повинен бути пов'язаний з теплостійкістю матеріалу і повинен забезпечуватися подачею води, холодної мастильної речовини, циркуляцією робочої рідини, тепловою ізоляцією тощо.

Матеріали для підшипників сухого тертя вибираються в залежності від властивостей робочого середовища, його температури та тиску, від швидкості ковзання по валу, від реакції в опорі (навантаження), від тепловідведення із зони тертя та терміну служби в експлуатації.

Матеріали, що застосовуються для підшипників, поділяються на такі групи: А - металеві матеріали (корозійностійкі сталі та сплави, вуглецеві та леговані сталі, чавуни, кольорові метали, наплавні сплави); Б - матеріали на основі вуглецю; В - неметалічні високотверді матеріали; Г - матеріали на основі полімерів, у тому числі металополімерії.

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 17 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

Матеріали для підшипників рекомендується вибирати в наступному порядку, проводячи перевірочний розрахунок підшипника за методиками, викладеними в літературному джерелі [6].

Залежно від призначення і хімічної стійкості в робочому середовищі вибирають для елементів пари, що труться, матеріали або групи А з корозійною стійкістю не нижче 4 бали за ГОСТ 9.908-85 (швидкість корозії 0,01-0,05 мм/рік) або груп Б, В, Г, у яких не більше $\pm 3\%$ зміни маси за 1000 год випробувань у робочому середовищі (випробування за ГОСТ 12020-72), враховуючи сортамент заготовок, що випускаються промисловістю.

Не допускаються до застосування матеріали, які в робочому середовищі схильні до корозійного розтріскування міжкристалітної, щілинної та структурної корозії. Зміна лінійних величин зразка при випробуваннях не повинна виводити їх за межі поля допусків, передбаченого в конструкторській документації, відносна зміна механічних властивостей при випробуваннях протягом 1000 год не повинна виходити за межі $\pm 10\%$, розтріскування зразків при випробуваннях не допускається. Відповідно до обраної групи матеріалу вибирають конкретний матеріал контртіла в залежності від граничних допустимих параметрів пари тертя.

З технологічної точки зору найбільш ефективним є вибір матеріалу шийок валу з підвищеною вихідною твердістю та зносостійкістю поверхневого шару, раціональною шорсткістю, високими жорсткістю та втомною міцністю валу та збереженням співвісності опор. Численними дослідженнями встановлено, що з сухому терті й під час роботи з малих швидкостях ковзання твердіші матеріали зношуються менше, ніж пластичні. Вали із загартованої сталі в умовах тертя з малими швидкостями ковзання менш схильні до пластичного деформування і менш схильні до захоплювання, тому що для цього потрібні більші навантаження, ніж у сталях м'яких. Особливо ефективним є тверде хромування.

Для валів застосовують сталь 45 HRC 54-62 після термообробки з нагріванням т. в. ч., сталь 45Г2 (краще прожарюється, ніж сталь 45). Сталь 50

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 18 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

і 50Г більш схильна до тріщиноутворення від терморозтріскування при терті, тому висока твердість ще не забезпечує довговічності. Таким чином, краще застосовувати сталь 40X(HRC 50-52) та перлітний чавун ВЧ 50-15 (НВ 207-241) з нижчою твердістю. Зносостійкість можна підвищувати пластичною деформацією поверхні тертя у аустенітних сталей, азотування та іншими способами.

При виборі та застосуванні матеріалів – заміників дефіцитних металів та сплавів для виготовлення підшипників слід керуватися чинними положеннями, за якими підшипники та підшипникові вузли в цілому, виготовлені з матеріалів, що не містять нікелю, олова, вольфраму та молібдену, мідних сплавів або містять їх значно не повинні мати показники за якістю, надійністю та довговічністю нижчими, ніж у раніше виготовлених з великим вмістом цих дефіцитних металів, а собівартість їх не повинна перевищувати існуючу. Отже, враховуючи всі ці вимоги, матеріал підшипника для конкретних умов роботи слід вибирати насамперед за його корозійною стійкістю в умовах впливу технологічного агресивного середовища, залежно від температури навколишнього середовища, тиску на пару тертя, швидкості ковзання по сполученій деталі і швидкості абразивовмісного потоку і наявності абразиву в робочому середовищі, від тепловідведення із зони тертя і терміну служби підшипникового вузла.

Найбільш просто вирішується питання з вибором матеріалу підшипників, коли є дані щодо їх експлуатації в умовах, близьких до заданих. У цьому випадку використовуються раніше встановлені характеристики та залежності між навантажувальним режимом та геометричними співвідношеннями. Однак вибір матеріалів в умовах експлуатації потребує тривалого часу та значних витрат і тому є відкритими. Тому при нових розробках, які не мають близьких аналогів, матеріали пари тертя підбирають шляхом проведення спеціальних експериментів (з урахуванням конкретної конструкції, навколишнього середовища, частоти обертання, навантаження та інших умов) у три етапи: лабораторних, стендових та експлуатаційних.

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 19 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

Лабораторні випробування проводяться на машинах тертя в умовах, близьких експлуатаційним за температурами, тисками, швидкістю ковзання, змащуванням (або без мастила), на зразках матеріалів з фізико-механічними властивостями та рельєфом поверхні тертя такими ж, як у реальних підшипникових вузлах. В результаті лабораторних випробувань визначається коефіцієнт тертя та швидкість зношування матеріалів пари тертя, їх схильність до заїдання та схоплювання з метою вибору оптимальної пари тертя, що володіє кращими антифрикційними властивостями з низки запропонованих матеріалів. Методики проведення лабораторних випробувань розробляються стосовно кожної машини тертя, що має конструктивні особливості та свою схему випробування зразків.

Стендові випробування проводяться на експериментальних стендах в умовах, що імітують експлуатаційні (найчастіше на робочих середовищах — імітаторах), з метою визначення працездатності матеріалів у реальній конструкції підшипникового вузла. При стендових випробуваннях визначаються зміни в часі геометричних розмірів підшипника і валу, температури в зоні тертя, швидкості зношування елементів, що труться. Отримані результати дозволяють здійснити попередній розрахунок терміну служби підшипникового вузла. Температура у зоні тертя вимірюється з відривом трохи більше 2 мм від поверхні тертя.

Експлуатаційні випробування підшипникових вузлів проводяться у промислових умовах на діючому обладнанні з метою визначення ресурсу їх роботи, складання графіка необхідних ремонтів та розрахунку потреби у запасних деталях. Експлуатаційні випробування продовжуються протягом часу, необхідного для встановлення ресурсу роботи підшипників та максимально допустимої величини зносу. За відсутності помітного зношування протягом тривалого часу промислові випробування обмежуються часом, необхідним для отримання швидкості зношування, що дорівнює або менше допустимого значення.

Ресурс роботи підшипника визначається за формулою

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 20 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

$$T = h/u, \quad (1.17)$$

де h - максимально допустима величина зношування підшипника, що встановлюється при конструюванні машини, мм;

u - швидкість зношування при промислових випробуваннях, мм/год.

Метою розрахунку підшипника сухого тертя є встановлення допустимих значень чинного навантаження, швидкості ковзання, температури та інших параметрів та їх відповідності фізико-механічним властивостям вибраних матеріалів пари тертя втулка – вал при прийнятих геометричних співвідношеннях, що забезпечують найбільший термін служби та досить високі антифрикційні властивості. Йдеться про те, щоб при відсутності змащувального матеріалу на поверхнях, що труться, отримати найбільшу зносостійкість підшипника і забезпечити мінімальну зміну його геометричних розмірів у часі з урахуванням діючих умов експлуатації.

При конструктивній розробці машини або агрегату проводиться розрахунок динамічної системи валу, в результаті якого визначаються навантаження, що діє на підшипник (реакція в опорі), N (Н), діаметр шийки вала d (м або мм) і частота обертання валу n (об/хв). Крім цих величин з технічного завдання на проектування відомими є навколишнє середовище та його властивості (корозійна активність, наявність абразивних суспензій та їх розміри, в'язкість, радіоактивний вплив та ін.), температура навколишнього середовища, вид навантаження (спокійне, ударне, вібраційне тощо).

Використовуючи дані, а також відомі фізико-механічні властивості матеріалів, які можуть застосовуватися для підшипників сухого тертя, роблять попередній вибір матеріалу підшипника.

При виборі матеріалу підшипника визначають геометричні розміри підшипника: довжину підшипника l , товщину стінки підшипника s і особливості його конструктивного пристрою (вид кріплення втулки, установку металеву обойму, фаски і т. д.).

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 21 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

Довжину підшипника обчислюють за формулою

$$l = \pi NN / (6000pv). \quad (1.18)$$

Отримане значення довжини підшипника зіставляють зі стандартними розмірами (наприклад, згідно з ГОСТ 1978-73).

З іншого боку, довжина підшипника залежить від оптимального відношення довжини до діаметра l/d , яке встановлюється практикою експлуатації підшипників. При виборі довжини необхідно враховувати, що при її зменшенні знижується несуча здатність підшипника.

Відмітимо, що узагальнені питання вибору матеріалів для підшипників ковзання з врахуванням їх структури є відкритими.

1.3 Висновки

1. Проведено аналіз сучасних підходів до прогнозування життєвого циклу вузлів тертя рухомого складу.
2. Наведені сучасні кількісні оцінки процесу тертя та зношування.
3. Подані основи вибору матеріалів для підшипників ковзання.
4. Показано, що узагальнені питання вибору матеріалів для підшипників ковзання з врахуванням їх структури є відкритими.

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 22 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

2 ВИКОРИСТАННЯ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ БАБІТОВИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

2.1 Особливості використання бабітових підшипників на залізничному транспорті

Моторно-осьовий підшипник (МОП) ковзання - це одна з важливих частин опорних вузлів колісно-моторного блоку транспорту. Він є динамічно навантаженим вузлом тертя, від якого більшою ступеня залежить безпека руху, експлуатації, надійність, обсяг технічного обслуговування, міжремонтні пробіги та ремонт всього колісно-моторного блоку (КМБ) [7]. Також моторно-осьові підшипники являються другою точкою опори тягового двигуна (ТД). Також вони допомагають забезпечити паралельність осі колісної пари і валу якоря ТД, що необхідно для правильної роботи тягової передачі [7]. Вкладиш моторно-осьового підшипника конструктивно сприймає значну частину безпружинної ваги тягової двигуна. МОП працюють у важких динамічних умовах навантажень, а також впливів сил тяги та гальмування.

Згідно [7], на електровозах серії ВЛ, а також більшості тепловозів, що мають опорно-осьове підвішування тягових двигунів, останні спираються на осі колісних пар за допомогою моторно-осьових підшипників (МОП) ковзання (рис. 2.1). Цей вузол значною мірою визначає норми періодичності ремонту електровозів для поточного ремонту обсягом ТР-3 середнього і капітального ремонтів.

Моторно-осьові підшипники значною мірою впливають на надійність роботи всього локомотива, простій локомотивів у ремонті та витрати на нього.

Стандартний МОП є підшипником ковзання, а також буксовим вузлом, в який заливається мастило, що забезпечує мінімальне тертя з віссю колісної пари.

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 23 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

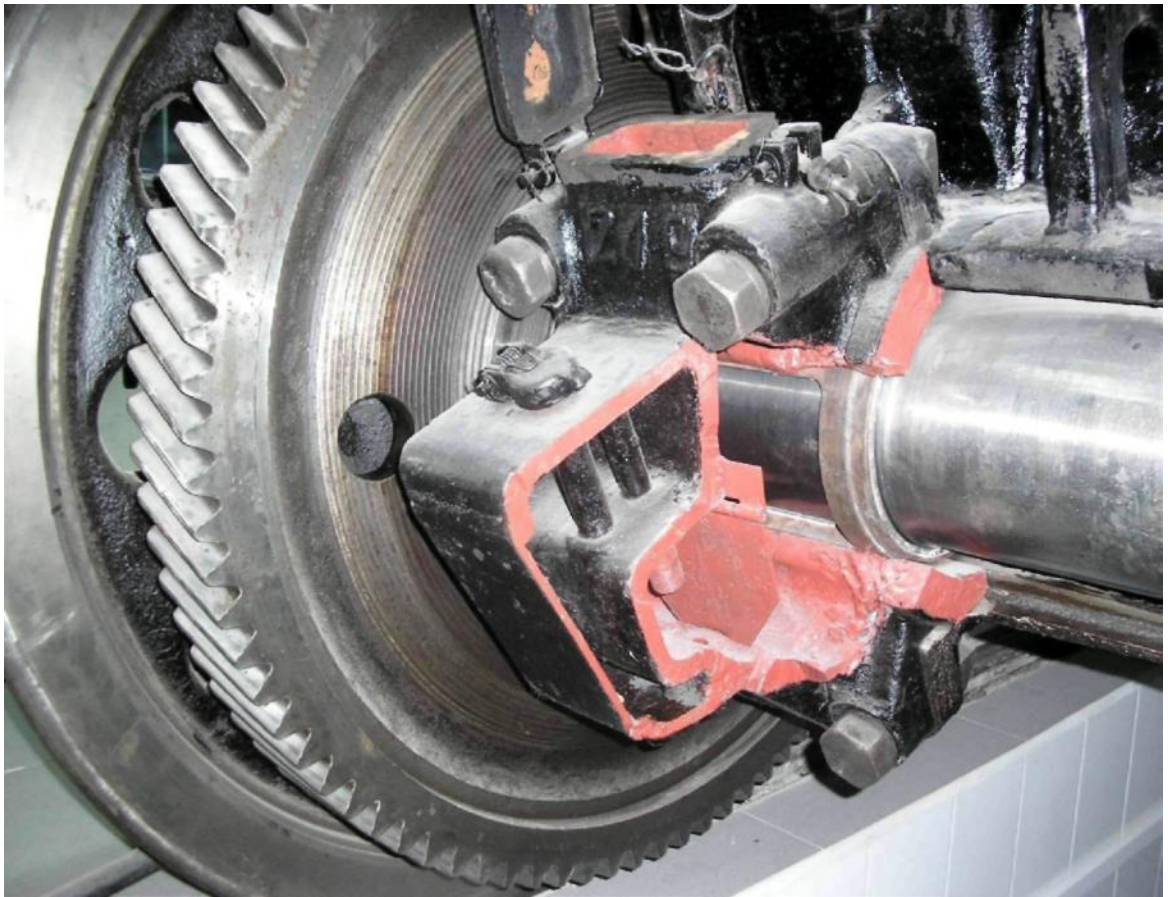


Рисунок 2.1 – Вузол моторно-осьового підшипника електровоза

Основні причини пошкоджень моторно-осьових підшипників в експлуатації:

- застосування сортів мастил, що не відповідають сезону роботи мають граничні бракувальні) показники якості, зміщення різних мастил;
- недолік МОП тимчасової заправки або тріщин у корпусі, неправильної установки ніпеля по висоті або нещільного його кріплення у стінці запасної камери;
- нещільне прилягання підбивання до шийок колісних пар або недостатня її кількість;
- зволоження та забруднення підбивання, втрата властивостей всмоктування та підйому масла (втрата капілярного ефекту);
- перегрів вузла (допустима температура нагрівання в експлуатації трохи більше 80 °С);

| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата |
|------|------|--------------|--------|------|
| | | | | |

6.273.200097.ПЗ

Арк.

24

- порушення технології заливання вкладишів бабітом;
- неправильне складання колісно-моторних блоків;
- відступу від технології зміни вкладишів без викочування колісно-моторного блоку з-під електровозу;
- резонансні коливання колісно-моторного блоку;
- руйнування бабіта під час проходження через вкладиші електричного струму (електроерозія).

Па перших серійних тепловозах ТЕ1, ТЕ2, ТЕ3 застосовувалися моторно-осьові підшипники (рис. 2.2), що складаються з двох роз'ємних половин, що встановлюються за допомогою правої та лівої шапок 3, пригвинчених болтами 7 до остова електродвигуна 8. Шапки мали резервуари та встановлення гнотів 6.

Змащування тертьових поверхонь підшипників і осі колісної пари здійснювалося сплетеними з вовняної пряжі мотками підбивки (фітілями, гнітом), нижні кінці яких були занурені в масляні резервуари шапок, а середні їх частини притиснуті пластинами 5 і пружинами 2 до верхньої осі. запобіжним набиванням 1 з бавовняних кінців. У кожен шапку перед виходом тепловоза з депо після ремонту ТР-2 і ТР-3 або перед випуском із заводу заправляли 1,2 л мастила. Через 200-300 км пробігу тепловоза до кожної шапки додавали через верхній заправний отвір 0,15-0,2 л мастила, прогрітої взимку до температури 25-30 °С.

У циліндричних розточуваннях діаметром 240 мм у шапках і остові розташовані права і ліва пара вкладишів, які виконані як єдине ціле з затягними буртами і складаються з двох половин: верхньої 10 без вікна і нижньої 12 з вікном прямокутної форми розміром 180x120 мм. Розточування вкладишів циліндричне; шпонка 9 запобігає їх прокручування.

Значна кількість пошкоджень МОП відбувалося через незадовільну подачу мастила в робочу зону, що вимагало вдосконалити цей вузол.

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 25 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

З 1970 р. на тепловозах почали застосовувати польстерну систему мастила в МОП (рис. 2.3). Розмір вікна при цьому зменшується та стає 180x60 мм.

Польстерний механізм складається з остова 13, пригвинченого до днища шапки і з U-подібними напрямними пластинками. Усередині напрямних розташована коробка 14 із закріпленням у ній гнітом (фітільом) 6, зібраним з трьох пластин каркасної повсті або його заміника. На верхній та нижній поверхнях коробки встановлені пластинчасті пружини, які ковзають по U-подібним напрямним. Гніт (фітіль) притискається до шийки осі двома пружинами і важелем 15, що спирається на бурти польстерної коробки. Шапка МОП має збільшений резервуар для мастила місткістю 4 л, що забезпечує пробіг тепловоза між черговими дозаправками не менше 1000 км (за умови герметичності резервуара). Передбачені також зливна пробка та щуп для контролю рівня мастила.

Крім того, робоча поверхня нових вкладишів розточується за гіперболоїдом обертання та діаметром, збільшується від середини до торців на 0,6-0,8 мм, що покращує прилягання вкладишів до шийок осі колісної пари при їх відносних перекосах.

Подальше вдосконалення конструкції МОП здійснено на електродвигуні ЕД118Б застосовано циркуляційну систему мастила (рис. 2.4). В одній шапці розміщені крім вкладишів два польстери, по пристрої аналогічні раніше описаним, маслозбірник 17 місткістю 35 л і шестерний насос, що приводиться в дію від роз'ємного зубчастого колеса, встановленого на осі колісної пари (у перерізі не показані). Змащення від нього спеціальними каналами подається в праву і ліву верхні камери 16, де постійно забезпечується її необхідний рівень. У камерах встановлені польстери, за допомогою яких мастило через вікна у вкладишах безпосередньо надходить у зону тертя. Відпрацьована в підшипниках мастило, а також надлишки її в камерах 16 по спеціальних каналах і через вікно зливаються безпосередньо в маслозбірник 17.

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 26 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

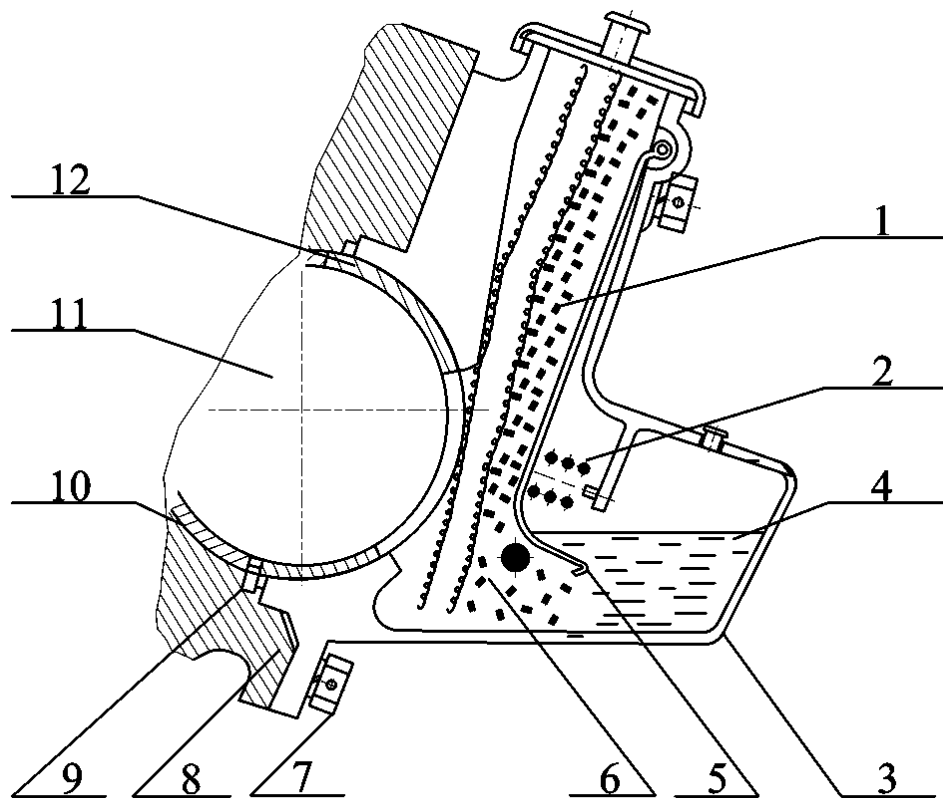


Рисунок 2.2 - Вузол МОП, встановлений на тепловозах перших серій

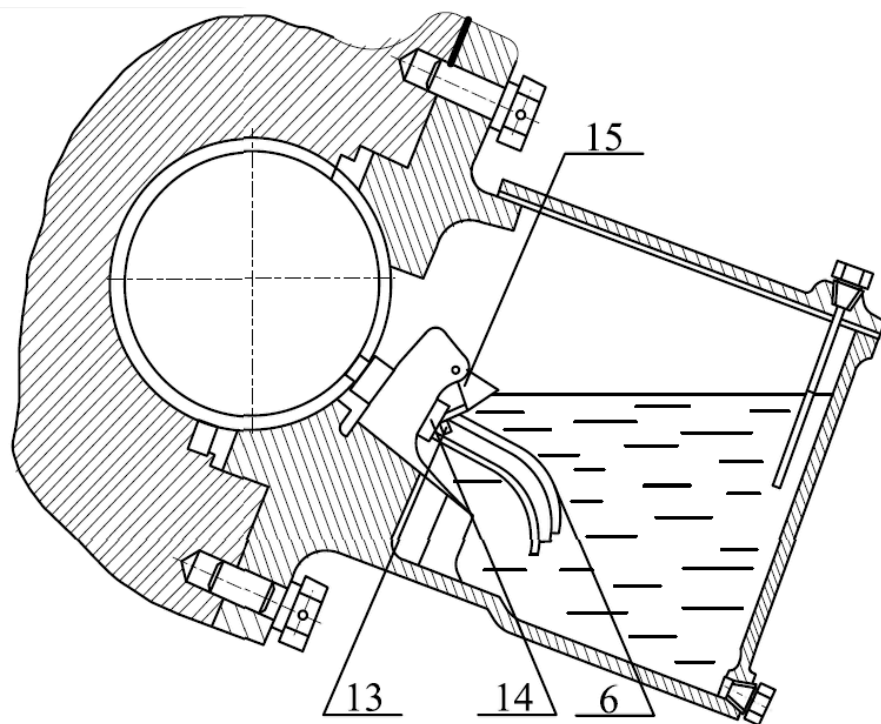


Рисунок 2.3 - Вузол МОП, встановлений на тепловозах із 1970-х років

| | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|
| | | | | |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата |

6.273.200097.ПЗ

Арк.

27

На сучасному рухомому тяговому складі останнім часом застосовують більш ефективні гумові лабіринтні ущільнення. Гумове ущільнення розташоване між остовом тягового електродвигуна і шапкою на його торці і за допомогою маслового кільця, закріпленого на осі колісної пари, створює опір витіканню мастила, що проникає з підшипника через зазор між його вкладишем і кільцем. Крім того, місця роз'єму між шапкою та остовом ущільнені азбестовою ниткою, просоченою герметиком або рідкою гумою, нитку укладають по площині роз'єму. В результаті осьовий підшипник з циркуляційною системою мастила забезпечують пробіг тепловоза між черговими дозаправками не менше ніж 10 тис. км.

Число відмов МОП з нагнітальною системою мастила в холодну пору досягало 30% від кількості відмов електродвигунів тепловоза 2ТЕ10Л (7...8 випадків на 1 млн км пробігу). Польштерна система мастила, застосована на електродвигуні ЕД118А, знизилася ушкоджувальність МОП більш ніж у 3 рази, циркуляційна система забезпечила напрацювання на відмову понад 2 млн км.

Крім того, на електродвигуні ЕД118Б виявилася можливість застосувати вкладиші із заливкою бабітом марки Б83 товщиною 2,5 мм, які незадовільно працювали при нагнітальній та польстерній системах мастила. В умовах ж рясного змащування інтенсивність зносу цих вкладишів стала в 5 разів нижчою, ніж при гнітливій, і в 2 рази нижчою, ніж при польстерній системах змащування. Завдяки цьому з'явилася можливість приурочити ремонт МОП до середнього та капітального ремонту електродвигуна після пробігу 750-800 тис. км. Ведуться роботи із застосування сталевих вкладишів з пористим бронзографітовим покриттям, що знизить вартість їх виготовлення, інтенсивність зношування поверхонь, що труться, і підвищить надійність моторно-осьових підшипників в експлуатації.

При монтажі нових МОП рекомендується зазори на олію витримувати в межах 0,5-0,8 мм для бронзових вкладишів, 0,4-0,7 мм для вкладишів з бабітовою заливкою, 0,3-0,6 мм для вкладишів з пористим бронзографітовим

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 29 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

покриттям. В експлуатації максимальний проміжок не повинен перевищувати 2,5 мм.

Для перспективного тягового рухомого складу та для модернізації експлуатаційного парку тепловозів розроблено та виготовлено тягові електродвигуни ЕД125 та ЕД125Б, проте конструкція моторно-осьових підшипникових вузлів не зазнала скільки-небудь істотних змін.

2.2 Отримання бабітових підшипників ковзання

Отримання бабітових підшипників ковзання проходить згідно технологічних процесів підприємств, що базуються на інструкції [8] або аналогічних.

Розплавлення бабіту, підготовка до заливання та заливання проходять згідно із пунктами 9 та 10 даної Інструкції.

В тезах (скорочено) розглянемо дані пункти.

Згідно пункту 9 інструкції [8]:

«В якості вихідної шихтових матеріалів для заливки корпусів вкладишів МОП застосовується чушковий бабіт марки Б16 ГОСТ 1320, а також залишки бабіта попередніх плавок. Вміст основних компонентів та домішок у чушках свіжого бабіту та у залишках попередніх плавок має бути в межах, зазначених у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Хімічний склад бабіту Б16, %

| вміст елементів, % | | | | | | | | |
|--------------------|-------|---------|------|--------------------|------|------|------|------|
| Основні компоненти | | | | Домішки, не більше | | | | |
| Sn | Sb | Cu | Pb | As | Zn | Bi | Al | Fe |
| 15-17 | 15-17 | 1,5-2,0 | інше | 0,20 | 0,07 | 0,10 | 0,01 | 0,08 |

Чушки бабіта мають бути сухими. У разі добавки чушок у ванну з рідким металом їх необхідно попередньо підігріти до температури не нижче

100°C. Розплавлення бабіту проводиться в електричній печі тигельної з автоматичним регулюванням температури. Тигель має бути сталевим або чавунним із захисною обмазкою. Перед завантаженням шихти тигель очищається від шлаку та підігрівається. Категорично забороняється розплавлення бабіту Б16 у тиглі, призначеному для плавки інших марок бабіта. Тигель у печі повинен бути встановлений так, щоб перебуває в ньому бабіт обігрівався поступово по всій висоті. Після розплавлення всієї навіски проводиться нагрівання бабіту Б16 до 480-490 ° С.

Після закінчення робіт у бабіт рекомендується завантажити шихту для наступної плавки, щоб розплав закристалізувався, або злити бабіт з тигля у виливниці.

Переплав бабіту готується зі стружки, що утворилася після механічної обробки підшипників і виплаву бабіта з підшипників, що вийшли з ладу або забраковані після виготовлення. Допускається додаткове легування вторинного розплаву свинцем, оловом, сурмою та міддю для отримання необхідного хімічного складу бабіту.

Згідно пункту 10 Інструкції [8]:

«10 Підготовка до заливки та заливка корпусів вкладишів на відцентрових верстатах.

Заливку корпусів вкладишів МОП рекомендується проводити відцентровим способом, що дозволяє отримати більш якісний і щільний бабітовий шар із меншою ліквациєю фази SnSb, ніж при кокільній заливці.

Розливні ковші очищаються від шлаку та підігріваються до температури не нижче 100°C. Для кожної марки бабіта використовуються свої ковші.

Відцентровий верстат має бути справним. Один раз на тиждень відцентровий верстат перевіряється на співвісність. Неспіввісність (биття) має перевищувати 0,1 мм. Частота обертання відцентрового верстата має бути в межах 400-450 об/хв.

До початку заливки бабіт має бути рідким, а температура корпусу вкладиша не менше ніж 300°C. Перед набором у розливний ківш бабіт у тиглі

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 31 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

перемішується. Об'єм ковша повинен відповідати масі бабіта на заливання однієї пари вкладишів. Доливання бабіта не допускається.

Увімкнення відцентрового верстата здійснюється одночасно з початком заливки. Температура бабіту при заливанні повинна бути в межах 480-490° С.

Через 5-7 секунд після закінчення заливки корпусів вкладишів МОП включається повітряне або повітряно-водяне охолодження на 60-90 секунд. Потім залиті вкладки охолоджуються в верстаті протягом 8-10 хвилин.

Після охолодження залитих бабітом вкладишів МОП відцентровий верстат вимикається, вкладиші знімаються зі верстата. Дозволяється після заливки та охолодження не знімати вкладиші МОП зі верстата, а залишати їх у планшайбах або конусному патроні.

Забраковані в процесі заливки та механічної обробки вкладиші МОП (через витік, недолив, недостатню товщину шару бабіту, відшаровування бабіту від корпусу тощо) дозволяється піддавати перезаливанню.

Для цього браковані вкладки МОП поміщаються в тигель з розплавленим бабітом. Після виплавлення бабіта, що був на вкладиші, корпус вкладиша очищається клоччям від залишків бабіта. Потім виконується його повторне лудіння. Забороняється проводити виплавку та подальше використання бабіту, забракованого за хімічним складом.»

Відмітимо, що питання оптимальності структури бабіту, що є його однією із основних визначальних експлуатаційних характеристик, у даних нормативних документах не подані.

2.3 Висновки

1. Наведені особливості використання бабітових підшипників ковзання у тяговому рухомому складі залізничного транспорту.
2. Подані технології отримання бабітових підшипників ковзання із бабіту Б16.
3. Показано, що питання оптимальності структури бабіту, що є його однією із основних визначальних експлуатаційних характеристик (характеристик надійності), у даних нормативних документах не подані.

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 32 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

3 ОПТИМІЗАЦІЯ СТРУКТУРНИХ ПАРАМЕТРІВ БАБІТОВИХ ПІДШИПНИКІВ ДЛЯ ПОДОВЖЕННЯ ЇХ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ

3.1 Аналіз зміни структури бабітових підшипників під час їх отримання

Згідно літературних джерел [9, 10], перевагою бабітів є можливість їх повторного використання при виготовленні вузлів тертя. Вилучений із відпрацьованих вузлів тертя матеріал використовують для виготовлення вкладишів підшипників ковзання методом повторної заливки обойм.

В нові вкладиші підшипників ковзання для отримання заданого хімічного складу при виплавці проводять добавку компонентів, які входять у склад бабіту.

При виготовленні і ремонті вузлів тертя тягових двигунів електровозів використовують метод відцентрового лиття. Відцентрове лиття дає можливість отримувати вироби високої якості: з меншим ступенем забрудненості неметалевими включеннями, без газових дефектів, усадкових раковин і порожнин [10]. При виготовленні підшипників ковзання широко використовуються установки відцентрового лиття з горизонтальною віссю обертання.

На установках даного типу отримують вкладиші підшипників ковзання електродвигунів (рис. 3.1)

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 33 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

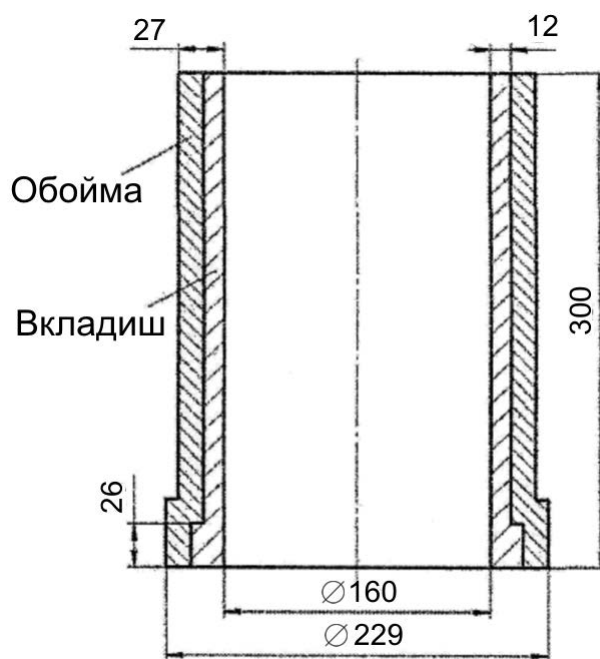


Рисунок 3.1 – Схема підшипника ковзання тягового двигуна магістрального електровоза, отриманого відцентровим литтям

При цьому частота обертання форми складає 750 об/хв. Дана частота досягається ступенево - спочатку форма обертається зі швидкістю 350 об/хв протягом 20 с, далі швидкість обертання підвищується. Заливку бабіту в установку відцентрового лиття проводять неперервним струменем після нагріву розплаву до температури 450-470°C. Температуру контролюють хромель-алюмелевою термопарою. Маса розплаву, який заливається в форму, що обертається, складає 28 кг.

Відцентрові сили суттєво впливають на формування структури, так як до складу бабіту входять фази з різними фізико-хімічними властивостями. Хімічний склад бабіту Б16 наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Хімічний склад бабіту Б16

| Sb, % | Cu, % | Sn, % | Pb, % |
|--------|-------|-------|--------|
| 15- 17 | 1,5-2 | 15-17 | основа |

Фазовий склад сплаву складається з фаз типу: тверді включення – кристали призматичної форми $SnSb$ (50% – Sn, 50% – Sb), Cu_3Sn (38,8% Sn,

61,2%Cu); матриця – евтектика $\alpha(Pb) + \beta(SnSb)$ [9].

Ці фази різняться за своєю питомою вагою: $SnSb - 6,3 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$,
 $Cu_3Sn - 7,86 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ (визначено графічним методом), $Pb - 11,34 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$.

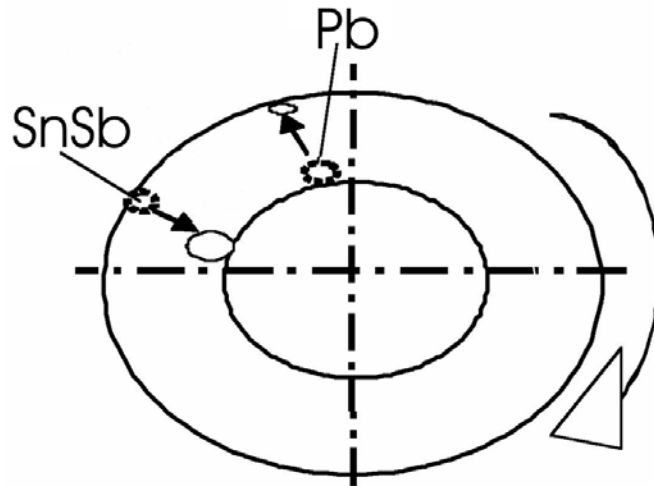


Рис. 3.2. Схема руху частинок в структурі бабіту Б 16 при відцентровому литті

Різниця в густині приводить до того, що на частинки свинцю і зміцнюючої фази діє різне значення відцентрової сили. Аналітичний розрахунок, проведений для вкладиша підшипника діаметром $229 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, показує, що при мінімальній кількості обертів форми:

$$n_{\min} = K_1 \cdot \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{\pi}} = 2 \cdot \frac{30}{3,14} \cdot \sqrt{\frac{9,8}{3,14}} = 177 \text{ об/хв}, \quad (3.1)$$

кутова швидкість дорівнює:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{\min}}{30} = \frac{3,14 \cdot 177}{30} = 18,5 \text{ с}^{-1}. \quad (3.2)$$

Відцентрову силу обчислювали за формулою:

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 35 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

$$Q = m \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (3.3)$$

де m – маса частинки, на яку діє відцентрова сила;

ω – кутова швидкість;

r – радіус підшипника.

Для $SnSb$ відцентрова сила буде мати таке значення: $2,4317 \cdot 10^{-9}$ Н, для Cu_3Sn – $2,9577 \cdot 10^{-9}$ Н, для Pb – $4,3673 \cdot 10^{-9}$ Н. Отримані результати показують, що частинки свинцю під дією відцентрової сили виштовхуються на зовнішній радіус вкладиша, а частинки зміцнюючої фази $SnSb$ на внутрішній радіус вкладиша, частинки Cu_3Sn займають проміжне положення між частинками Pb і $SnSb$ (рис. 3.2.). Таким чином, структура повинна бути неоднорідною через те, що значення відцентрової сили для Pb в 1,79 раз вище за відцентрову силу для $SnSb$ і в 1,47 рази за відцентрову силу для Cu_3Sn [9].

У зв'язку з цим для аналізу кількісних параметрів структури вирізали поперечні шліфи, що дало змогу аналізувати структуру по товщині вкладиша підшипника ковзання.

Переріз вкладиша можна умовно поділити на три структурні зони [9, 10].

Вміст зміцнюючої фази в зоні I коливається від 74% до 43%; в зоні II – від 60% до 11%; в зоні III – вміст включень з 11% поступово зменшується до нуля, і біля зовнішнього діаметра вкладиша структура складається з матриці Pb (рис. 3.3.). Причому найбільша густина зміцнюючої фази знаходиться посередині досліджуваних зон.

Аналіз розмірів включень по зонах показав, що включення розміром $60 \cdot 10^{-6}$ м спостерігаються в зонах I і III. Включення в зоні II є меншими за включення в зонах I і III. Це пов'язано з тим, що включення більшого розміру швидше виходять на внутрішню поверхню вкладиша підшипника ковзання. Різниця діаметрів найменших і найбільших включень є максимальною в зоні III (рис. 3.4), в якій зустрічаються включення розміром $60 \cdot 10^{-6}$ м і $10 \cdot 10^{-6}$ м.

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 36 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

В зоні I зустрічаються включення з розміром $60 \cdot 10^{-6}$ і $25 \cdot 10^{-6}$ м; в зоні II – $45 \cdot 10^{-6}$ і $20 \cdot 10^{-6}$ м. Така різниця розмірів зміцнюючої фази пояснюється умовами кристалізації при відцентровому литті.

Так, зменшення об'ємної частки зміцнюючої фази від 72% до 10% (рис. 3.3) призводить до зменшення твердості від 430 до 360 МПа (рис. 3.5).

Це, в свою чергу, призводить до зміни експлуатаційних властивостей та параметрів надійності бабітового вкладишу по глибині.

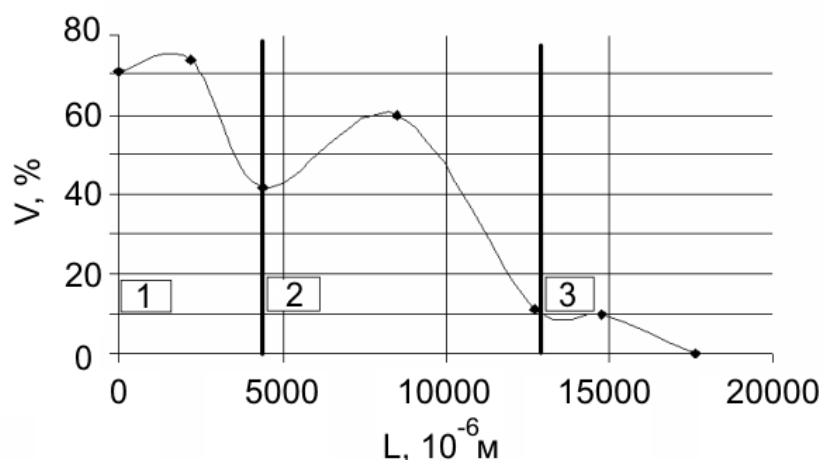


Рисунок 3.3 – Вміст зміцнюючої фази в бабіті Б16 по товщині вкладиша підшипника ковзання від поверхні контактної взаємодії

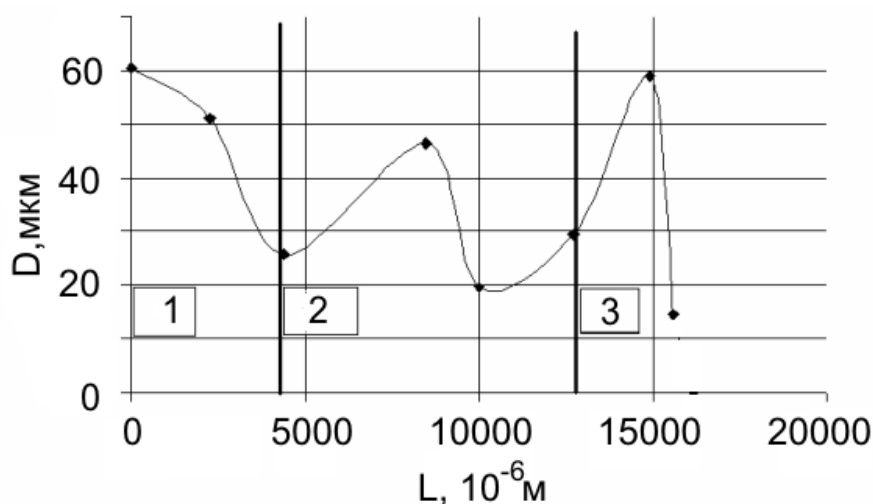


Рисунок 3.4 – Зміна середнього діаметру зміцнюючої фази в бабіті Б16 по товщині вкладиша підшипника від поверхні контактної взаємодії

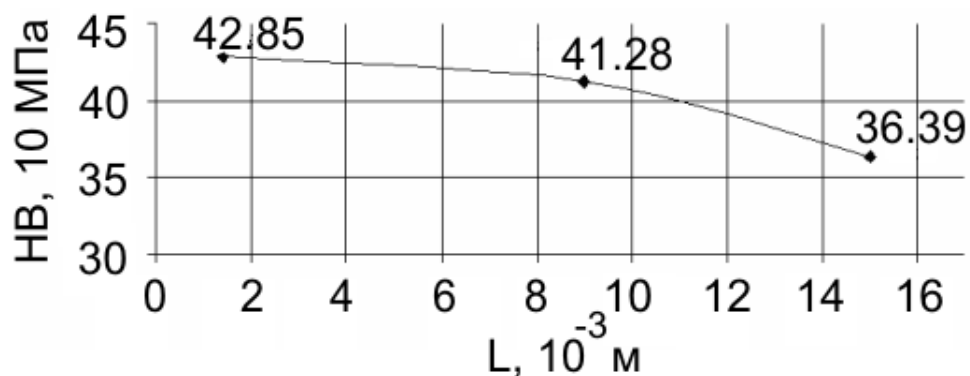


Рисунок 3.5 – Розподіл твердості по товщині вкладиша підшипника ковзання від краю контактної взаємодії

3.2 Оптимізація структури бабітових підшипників

Як видно, по перерізу (по товщині підшипника ковзання) змінюється його структура, що, в свою чергу, призведе до зміни параметрів надійності матеріалу підшипника.

Проведемо оптимізацію структури підшипника за критерієм зносостійкості.

Існування градієнтної структури вкладиша підшипника ковзання бабіту Б16 після відцентрового лиття при зміні кількості зміцнюючої фази ($SnSb$ і Cu_3Sn) в приповерхневому шарі від 80 до 52% і зростанні співвідношення мікротвердості між твердою і м'якою складовими до 3,9 повинно впливати на зносостійкість сплаву.

Зміна інтенсивності зношування пов'язана із тим, що контакт, який відбувається в поверхневих шарах при терті, проходить на плямах, розмірні характеристики яких і розподіл залежить від матеріалу елементів пари тертя і шорсткості їх поверхонь. Умови мінімального зношування можуть бути досягнуті в тому випадку, коли певні елементи мікроструктури матеріалу контактуючих поверхонь розподіляються у відповідності до схеми розміщення контактних плям. В цьому випадку зменшуються пластичні деформації і зношування м'якої складової [11].

| | | | | | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | | 38 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | 6.273.200097.ПЗ | | | | | |

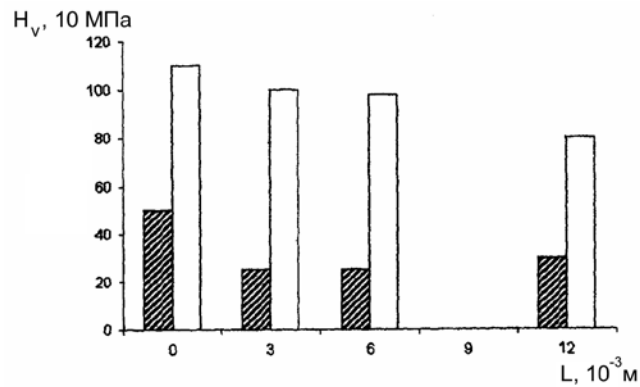


Рисунок 3.6 – Мікротвердість структурних складових сплаву Б16 на різній віддалі від краю контактої взаємодії вкладиша підшипника ковзання:

▨ - евтектики, □ - фази SnSb

Для переходу від мікротвердості (рис. 3.6) до механічних властивостей у локальних об'ємах будемо використовувати роботу [12].

В результаті, на основні експериментальних випробовувань на розтяг [9, 10] та даних рис. 3.6, були отримані наступні аналітичні залежності модуля пружності від вмісту твердої складової:

$$E(x) = 32.2100 - 2.2415 \cdot x + 0.2617 \cdot x^2 - 0.0114 \cdot x^3 + 0.0002 \cdot x^4 - 1.4175 \cdot 10^{-5} \cdot x^5, \quad (3.4)$$

$$\mu(x) = 0.5739 - 0.0309 \cdot x + 0.0023 \cdot x^2 - 0.8202 \cdot 10^{-4} \cdot x^3 + 0.1319 \cdot 10^{-5} \cdot x^4 - 0.7867 \cdot 10^{-8} \cdot x^5, \quad (3.5)$$

де x - процентний вміст твердої складової.

Будемо вважати, що підшипник ковзання працює більшість часу працюють в усталеному режимі. Цей режим характеризується мінімальним зношуванням і переважаючим пружним фрикційним контактом. Для його опису використаємо методики розрахунку, які отримані професором Крагельським [13, 14].

Використаємо наступні необхідні залежності. Контурний тиск дорівнює:

$$P_c = 0.2 \cdot E^{0.8} \left(\frac{H_\beta}{R_\beta} \right) \cdot P_a^{0.2}, \quad (3.6)$$

де E - модуль пружності;

H_β - висота хвилі;

R_β - радіус хвилі;

P_a - номінальний тиск.

Фактичний тиск дорівнює:

$$P_r = 0.5 \cdot E^{\frac{2V}{2V+1}} \cdot \Delta^{\frac{V}{2V+1}} \cdot P_c^{\frac{1}{2V+1}}, \quad (3.7)$$

де Δ - комплексна характеристика шорсткості;

V - параметр поверхні.

Лінійна інтенсивність зношування рівна:

$$I = K_1 \cdot \alpha \cdot 2^{\frac{1}{2V}} \cdot P_a \cdot P_c^{\frac{1}{2V}} \cdot P_r^{t-1-\frac{1}{2V}} \cdot \Delta^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{k \cdot f_M}{\sigma_0} \right)^{t_y}, \quad (3.8)$$

де K_1 - стала, що залежить від геометрії нерівностей;

α - коефіцієнт перекриття;

σ_0 - параметр фрикційної втоми;

f_M - молекулярна складова сили тертя.

Після підстановки поліномів (3.4) в рівняння (3.7), (3.8) і цих результатів отримаємо функціональну залежність лінійної інтенсивності зношування від процентного вмісту складових $I = I(x)$.

Проведемо оптимізацію лінійної інтенсивності зношування по процентному вмісту твердої складової в гетерогенному матеріалі, вважаючи, що параметри поверхні контакту є заданими:

$$\frac{dI}{dx} = 0, \quad (3.9)$$

$$x = 56,3445. \quad (3.10)$$

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 40 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

При заданому значенні x друга похідна $\frac{d^2I}{dx^2} > 0$, тобто забезпечується мінімум інтенсивності зношування.

Таким чином, проведені розрахунки показують, що при вмісті твердої фази в бабіті Б16 на рівні 56,34% спостерігається підвищення його зносостійкості.

3.3 Висновки

1. Проведено аналіз зміни структури бабітових підшипників ковзання під час отримання.

2. Показано, що під час формування структури підшипників формується градієнтна структура, яка характеризується суттєвою неоднорідністю.

3. На основі сучасних підходів трибології проведена оптимізація структури бабітових підшипників ковзання та встановлений процентний вміст твердої складової на рівні 56% в гетерогенному матеріалі, при якому забезпечується мінімум інтенсивності зношування.

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 41 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз сучасних підходів до прогнозування життєвого циклу вузлів тертя рухомого складу. Наведені сучасні кількісні оцінки процесу тертя та зношування. Подані основи вибору матеріалів для підшипників ковзання. Показано, що узагальнені питання вибору матеріалів для підшипників ковзання з врахуванням їх структури є відкритими.

2. Наведені особливості використання бабітових підшипників ковзання у тяговому рухомому складі залізничного транспорту. Подані технології отримання бабітових підшипників ковзання із бабіту Б16. Показано, що питання оптимальності структури бабіту, що є його однією із основних визначальних експлуатаційних характеристик (характеристик надійності), у даних нормативних документах не подані.

3. Проведено аналіз зміни структури бабітових підшипників ковзання під час отримання. Показано, що під час формування структури підшипників формується градієнтна структура, яка характеризується суттєвою неоднорідністю. На основі сучасних підходів трибології проведена оптимізація структури бабітових підшипників ковзання та встановлений процентний вміст твердої складової на рівні 56% в гетерогенному матеріалі, при якому забезпечується мінімум інтенсивності зношування.

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 42 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Комбалов В.С. Оценка триботехнических свойств контактирующих поверхностей. – М.: Наука, 1983. – 136 с.
2. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. - М.: Машиностроение, 1977. - 526 с.
3. Фролов К.В. Современная трибология: Итоги и перспективы. М.: Издательство ЛКИ, 2008. — 480 с.
4. Костецкий Б.И. Поверхностная прочность материалов при трении. – Киев: Техника, 1976. – 292 с.
5. Кузин Н.О. Управление контактной прочностью материалов узлов трения подвижного состава с использованием математических и компьютерных моделей// Залізничний транспорт України. – 2011. – № 2. – С.55–60.
6. Воронков Б.Д. Подшипники сухого трения. – Л.: Машиностроение, 1979. – 224 с.
7. Мельниченко О.В., Газизов Ю.В., Мельниченко Т.Н. Моторно-осевые подшипники и системы их смазки на современных отечественных локомотивах. – Иркутск, 2009. – 96 с.
8. Технологическая инструкция по заливке моторно-осевых подшипников локомотивов баббитом Б16. – 2004. – 37 с.
9. Мещерякова Т.М. Використання методу імітаційного моделювання для оцінки впливу параметрів структури на зносостійкість підшипників ковзання двигунів магістральних електровозів/ Тетяна Миколаївна Мещерякова, Микола Олегович Кузін // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Випуск 21. – Дніпропетровськ. – 2008. – С. 272 – 278.
10. Бурак Я. Технологічне підвищення стійкості проти спрацювання підшипників ковзання шляхом оптимізації параметрів структури контактуючих металічних систем/ Я. Бурак, М. Кузін, О. Кузін // Машинознавство. – 2006. – №2. – С. 38–43.

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 43 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |

11. Кузін О.А. Роль структури в процесах зношування бабіту Б16/
О.А. Кузін, І.В. Курило, М.О. Кузін// Металознавство та термічна обробка металів. – 2007. – №4. – С. 14–18.

12. Булычев С.Н. Соотношение между восстановленной и невосстановленной твердостью при испытании наномикроиндентированием/
С.И. Булычев// Журнал технической физики. – 1999. – Т. 69, № 7. – С. 42 – 48.

13. Крагельський І.В. Основи розрахунків на тертя і знос/ Крагельський І.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. – М.: Машиностроение, 1977. – 480 с.

14. Костецкий Б.И. Поверхностная прочность материалов при трении/
Борис Иванович Костецкий. – Киев: Техника, 1976. – 292 с.

| | | | | | | |
|------|------|--------------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | 6.273.200097.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 44 |
| Змн. | Арк. | № документів | Підпис | Дата | | |