

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ЗАОЧНОЇ ТА
ПІСЛЯДИПЛОМНОЇ ОСВІТИ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ ІМЕНІ
ПРОФЕСОРА ОЛЕКСАНДРА СЕМКОВИЧА

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: **„ Удосконалення технології збирання підшипникових
вузлів автомобілів шляхом обґрунтування попереднього
осьового навантаження підшипників ”**

Виконав: студент 6 курсу групи Ат-21маг
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)

Шептицький Михайло Іванович

(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доц. Шарибура А.О.

(Прізвище та ініціали)

Рецензент: доц. Швець О.П.

(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2024

АНОТАЦІЯ

Удосконалення технології збирання підшипникових вузлів автомобілів шляхом обґрунтування попереднього осьового навантаження підшипників // Кваліфікаційна робота. Шептицький Михайло Іванович. – Кафедра агроінженерії та технічного сервісу імені професора Олександра Семковича – Дубляни, Львівський НУП – 2024. 72 с. – Рис. 20. Табл. – 3. 40 джерела.

У даній роботі було проведено аналіз конструкцій підшипникових вузлів, зібраних з попереднім осьовим навантаженням. Проведено класифікацію підшипникових підшипників та вузлів, що збираються з попереднім осьовим навантаженням. Було також розглянуто умови забезпечення працездатного стану підшипникових вузлів і способи контролю величини попереднього осьового навантаження. Таким чином, існуючі прилади для вимірювання моменту сил опору обертанню підшипників не дозволяють з досить високою точністю визначити, який момент має вузол після регулювання.

Тому виникає потреба в удосконаленні збирання підшипникових вузлів автомобілів шляхом обґрунтування попереднього осьового навантаження підшипників.

Запропоновано вдосконалену методику розрахунку підшипникових вузлів на контактну довговічність, що враховує зусилля попереднього осьового навантаження підшипників при розрахунку еквівалентних навантажень

Розроблено вдосконалену технологію складання підшипникових вузлів з попереднім осьовим навантаженням підшипників, що дозволяє скоротити кількість перебірок підшипникового вузла при підборі товщини пакета регулювальних кілець з 5-8 до 2-3.

Розглянуто питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Ключові слова: підшипникові вузли, осьове навантаження, збирання, підшипники.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	11
1.1 Аналіз конструкцій підшипникових вузлів, зібраних з попереднім осьовим навантаженням.....	11
1.1.1 Класифікація підшипникових вузлів, що збираються з попереднім осьовим навантаженням.....	12
1.1.2 Умови забезпечення працездатного стану підшипникових вузлів...	13
1.1.3 Способи створення попереднього осьового навантаження підшипників.....	15
1.1.4 Причини зниження зусилля попереднього осьового навантаження підшипників в експлуатації.....	16
1.2. Способи контролю величини попереднього осьового навантаження підшипників.....	17
2. УДОСКОНАЛЕНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ З ПОПЕРЕДНІМ ОСЬОВИМ НАВАНТАЖЕННЯМ ПІДШИПНИКІВ НА КОНТАКТНУ ДОВГОВІЧНІСТЬ.....	22
2.1. Визначення розрахункових навантажень підшипникового вузла...	22
3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	27
3.1. Методика дослідження залежності моменту сил опору обертанню підшипників від тривалості роботи вузла.....	27
3.2 Методика дослідження деформації конічних роликopідшипників від осьового зусилля стиснення.....	28
3.3 Експериментальні установки.....	31
3.3.1 Установка для дослідження підшипникових вузлів на довговічність	31
3.3.2 Установка для дослідження осьової деформації конічних роликopідшипників.....	34
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	44

4.1 Зміна моменту сил опору обертанню підшипників від тривалості роботи вузла.....	44
4.2 Зміна деформації конічних роликів підшипників від осьового зусилля стискування.....	47
4.3 Опис пропонованої технології складання підшипникових вузлів.....	52
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	56
5.1 Положення охорони праці на ремонтних підприємствах.....	56
5.2 Моделювання процесів виникнення аварій і травм.....	58
5.3 Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм.....	61
5.4 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	63
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	66
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	68

ВСТУП

Актуальність теми. Однією з головних проблем вітчизняних машинобудівних і ремонтних підприємств є підвищення якісних показників своєї продукції. У більшості транспортних і сільськогосподарських машин застосовуються різні види підшипникових вузлів, головною робочою деталлю яких є підшипники кочення різних типорозмірів. Найбільш навантаженими є підшипникові вузли, що працюють зі змінним режимом навантаження. До нього відносяться підшипникові вузли головних передач, ступичні вузли, вузли рульових механізмів та інші вузли транспортних і сільськогосподарських машин, таких як трактори та автомобілі. У перелічених підшипникових вузлах як правило застосовуються радіально-упорні конічні кульково- або роликотпідшипники, а збірка таких вузлів виготовляється з попереднім осьовим навантаженням підшипників. Виходячи з того, що автомобільні підшипникові вузли працюють зі значно більшими швидкостями, ніж тракторні, до якості їх збірки та точності регулювання пред'являються більш високі вимоги.

Встановлено, що при русі автомобіля на вищих передачах навантаження від зовнішніх сил на підшипники головної передачі співмірні з навантаженням від попереднього осьового навантаження цих підшипників [5, 12]. Доля пробігу автомобіля на цих передачах становить 50 – 80% від загального пробігу [17,19]. Крім того, безпосередньо від величини попереднього осевого навантаження залежить поява осьового зазору в підшипникових вузлах.

Незважаючи на численні дослідження, проведені багатьма вченими, а також фірмами STEYR [23,24], SKF [23,24] та ін. до цих пор не розроблена методика розрахунку, яка дозволяє з достатньо високою точністю враховує вплив попереднього осевого навантаження радіально-упорних підшипників кочення на довговічність їх роботи.

Маючи засоби контролю якості збірки, такі як динамометричні ключі, динамометри різних конструкцій та ін. не можна з достатньою точністю визначити, яку попередню осьову навантаження мають підшипники, встановлені у вузол, після регулювання.

Таким чином, недосконалість методів оцінки безвідмовної роботи підшипників кочення разом з недосконалістю засобів технічного контролю якості збірки знижує можливість прогнозування довговічності та достовірної оцінки надійності машини в цілому.

Рішенням цієї проблеми, в умовах жорсткої конкуренції та з урахуванням сучасних тенденцій, спрямованих на зниження матеріаломісткості та підвищення навантажувальних і швидкісних режимів роботи деталей і машин в цілому, при зростаючих вимогах, що пред'являються до їх надійності, має пріоритетне значення. Необхідність точної оцінки рівня надійності виробів і отримання результатів більш високої точності повинні закладатися вже на стадії проектування машини.

Таким чином, актуальними завданнями є розробка методів розрахунку довговічності підшипників важко навантажених підшипникових вузлів сільськогосподарських машин, з урахуванням оптимізації величини попереднього осьового навантаження, а також розробка засобів контролю якості збірки таких вузлів.

Мета і завдання дослідження

У результаті аналізу літературних джерел встановлено, що при багатьох врахованих параметрах існуючі методи розрахунку важко навантажених підшипникових вузлів не враховують вплив попереднього основного навантаження підшипників на їх суму та на контактну-втомну міцність. Між цим посиленням, створювана попереднє осьове навантаження, є постійно діючим і за величиною співмірно з навантаженням на підшипники, що діють на найбільш часто використовуваних передачах.

Існуючі методи розрахунку підшипникових вузлів, зібраних з попереднім осьовим навантаженням, не дозволяють на стадії проектування розробити оптимальну конструкцію вузла. Способи зборки таких вузлів недосконалі и достатньо трудомісткі. Замінювані прилади для контролю моменту сильного супротиву опору повороту кілець підшипників, за яким оцінюється величина попереднього осевого навантаження в цілому, не враховують ряд параметрів, таких як частота обертання вала та ін., які у значній мірі показані на їх показах. Ці прилади мають дуже низьку точність вимірювань і дозволяють лише приблизно оцінити вимірюваний параметр.

Таким чином, метою цього дослідження є вдосконалення технології розрахунку і збірки важко навантажених підшипникових вузлів, зібраних з попереднім осьовим навантаженням.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

1. Уточнити методику розрахунку підшипникових вузлів на втомну довговічність з урахуванням зусиль попереднього осевого навантаження на підшипники.

2. Дослідити вплив частоти повороту кілець конічних роликів підшипників на момент сильної протидії повороту при його вимірюванні.

3. Удосконалити методику вимірювання моменту сильної протидії обертанню кілець конічних роликів підшипників.

4. Досліджувати залежність між осьовим навантаженням і деформацією робочих тіл нових і бувших в експлуатації конічних роликів підшипників.

5. Досліджувати залежність між моментом опору протидії обертанню кілець нових и бувших в експлуатації конічних роликів підшипників і осьовим зусиллям в підшипниковому вузлі.

6. Удосконалити існуючу технологію збірки підшипникових вузлів з попереднім осьовим навантаженням підшипників, розробити рекомендації для її використання на ремонтних підприємствах.

1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз конструкцій підшипникових вузлів, зібраних з попереднім осьовим навантаженням

Різноманітність умов експлуатації зумовила широку гаму основних механізмів транспортних засобів, що відрізняються специфічними властивостями, що забезпечують їх використання у конкретних умовах із найбільшою ефективністю. Такі механізми, як головна передача, міжколісний диференціал, кермо, маточини коліс і багато інших є одними з основних у будь-якому транспортному засобі. Їхня справність повинна забезпечувати правильну і надійну роботу агрегату в цілому. Найбільш важливими елементами таких механізмів є підшипникові вузли. Саме від їх справності багато в чому залежить надійна робота всього механізму, тому до точності їхнього регулювання пред'являються особливо високі вимоги. Основні схеми підшипникових вузлів транспортних машин представлені рисунку 1.1 [3,9-11,21].

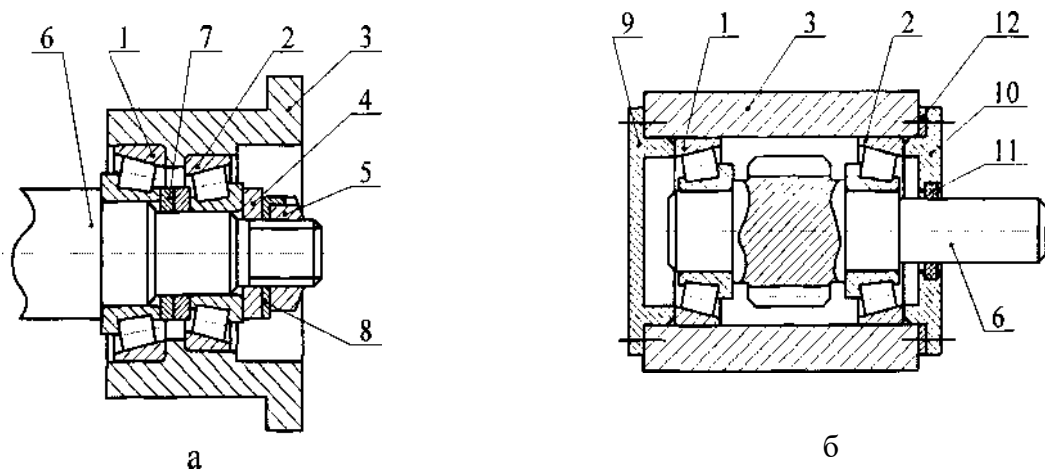


Рисунок 1.1 – Схеми підшипникових вузлів: а – встановлення підшипників за схемою «Х»; б – за схемою «О»; 1 - внутрішній підшипник; 2 – зовнішній підшипник; 3 – корпус підшипникового вузла; 4 - упорна шайба; 5 – гайка; 6 – вал-шестерня; 7 - кільця регулювальні; 8 - шайба стопорна; 9 – кришка задня; 10 – кришка передня; 11 - кільце ущільнювальне; 12 - пакет регулювальних прокладок.

1.1.1 Класифікація підшипникових вузлів, що збираються з попереднім осьовим навантаженням

Відомі конструкції підшипникових вузлів, що збираються з попереднім осьовим навантаженням, класифікують за такими ознаками [1,2].

а) За призначенням:

- 1) підшипникові вузли основних передач провідних мостів;
- 2) підшипникові вузли кермових механізмів;
- 3) колісно-маточинні вузли;
- 4) опорні вузли конічних та гіпоїдних передач машин;
- 5) інші.

б) За типом застосовуваних підшипників:

- 1) кулькові радіально-упорні;
- 2) конічні радіально-упорні;
- 3) комбіновані.

в) За розташуванням підшипників в опорах:

- 1) у різних опорах;
- 2) з одностороннім розташуванням підшипників;
- 3) комбіновані.

д) За типом різьбових з'єднань, що використовуються для створення попереднього осьового навантаження підшипників:

- 1) одноконтурне різьбове з'єднання;
- 2) двоконтурне різьбове з'єднання;
- 3) триконтурне різьбове з'єднання.

е) За схемою розташування підшипників у вузлі:

- 1) схема "X";
- 2) схема «O»;
- 3) схема "тандем";
- 4) комбіновані.

ж) За способом створення попереднього осьового навантаження підшипників:

- 1) із плавною зміною навантаження за допомогою гайки.
 - 2) з плавною зміною навантаження за допомогою гайки та деформованих елементів.
 - 3) зі ступінчастою зміною навантаження за допомогою регулювальних кілець або прокладок.
 - 4) із постійним навантаженням.
- и) За розмірністю підшипників у вузлі:
- 1) із підшипниками однієї розмірності;
 - 2) із підшипниками різної розмірності.

1.1.2 Умови забезпечення працездатного стану підшипникових вузлів

Однією з основних умов сталої роботи вузла є малі усунення деталей у сфері експлуатаційних навантажень. Зазори в підшипнику та пружні деформації його елементів під дією робочого навантаження викликають осьові та радіальні вібрації валу, які неприпустимі. Так, наприклад, у головних передачах усунення конічних зубчастих коліс при максимальних моментах не повинно перевищувати 0,016 мм [33]. Ці вимоги можуть бути забезпечені підвищенням точності та жорсткості підшипникового вузла, а також створенням попереднього осьового навантаження. Точність підшипникового вузла визначається так:

- а) точністю підшипника, тобто. величинами радіального та осьового биття кілець, величинами радіальних зазорів та осьової гри;
- б) точністю і чистотою обробки поверхонь на валу й у корпусі, що сполучаються з підшипником, тобто. величинами граничних відхилень посадкових місць за діаметрами, конусністю, овальністю, осьовим биттям заплічків;
- в) точністю виготовлення елементів осьової фіксації підшипників (гайок, прокладок, фланцевих та різьбових кришок) та точністю обробки посадкових місць на валу та в корпусі під установку цих деталей;

г) конструкцією підшипникових вузлів, а також точністю їх виготовлення та монтажу, що забезпечує необхідну співвісність опор;

д) точністю регулювання у підшипниках радіального зазору, осьової гри або попереднього осьового навантаження відповідно до заданих умов експлуатації механізму.

Жорсткість підшипникового вузла визначається переважно жорсткістю самого підшипника (його конструкції); величинами радіального зазору, осьової гри або попереднього осьового навантаження; жорсткістю основних елементів підшипникового вузла, які сприймають навантаження (валу, корпусу, елементів кріплення); величинами посадкових натягів при встановленні підшипника на вал і корпус. Вона також залежить від схеми розташування опор.

Сутність попереднього осьового навантаження полягає в тому, що пара підшипників при складанні вузла отримує початкове осьове навантаження, яке знищує осьову гру в комплекті, створюючи початкову пружну деформацію в місцях контакту робочих поверхонь кілець з тілами кочення [4]. Якщо потім до підшипників прикласти робоче осьове навантаження, то відносне переміщення його кілець внаслідок додаткової деформації робочих поверхонь значно менше, ніж до створення попереднього навантаження. Попереднє осьове навантаження викликає деформацію стиснення в обох підшипниках, а вал на ділянці установки пари підшипників зазнає розтягування від навантаження B_p (Рис. 1.2).

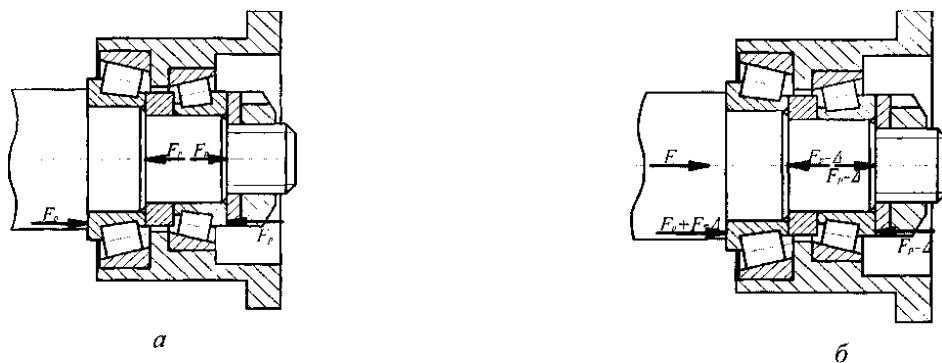


Рисунок 1.2 - Схема застосування навантажень у підшипниковому вузлі з попереднім осьовим навантаженням підшипників: а - зовнішнє навантаження відсутнє; б - вузол навантажений зовнішньою силою F .

Після застосування робочої осьової навантаження F збільшується навантаження підшипника 2, а зусилля, що розтягує, на валу зменшується на деяку величину A . В результаті тиск на ролики підшипника 2 складе $F_p - A$, а тиск на ролики підшипника 1 буде $F + F_p - A$. У міру збільшення осьовий робочого навантаження F при певному співвідношенні сил підшипник 2 і вал будуть повністю розвантажені від зусилля попереднього навантаження, а підшипник 1 перебуватиме тільки під дією зовнішнього осьового навантаження F .

Попереднє осьове навантаження збільшує внутрішнє тертя в підшипниках, проте під дією робочого навантаження її вплив на внутрішнє тертя практично не позначається [4]. Відсутність попереднього навантаження або його недостатня величина при експлуатаційних навантаженнях може призвести до розкриття стику на доріжках кочення, а отже, до підвищення зносу підшипників і появи осьового зазору, що, своєю чергою, тягне за собою підвищення вібрації та шуму при роботі вузла, поява радіальних люфтів та осьових переміщень валу, підвищення нагріву деталей підшипникового вузла, зношування посадкових поверхонь під підшипники, втомне фарбування робочих поверхонь підшипників і т.д. Це призводить до зниження жорсткості підшипникового вузла загалом і, як наслідок, швидкого виходу його з ладу. Надмірне попереднє осьове навантаження призводить до підвищеного нагрівання підшипникового вузла та зниження ресурсу підшипників зі втомного руйнування робочих поверхонь. Таким чином, для кожного підшипникового вузла існує оптимальна величина попереднього навантаження осьового, яка забезпечує найбільшу довговічність роботи вузла.

1.1.3 Способи створення попереднього осьового навантаження підшипників

Існує кілька основних способів створення попереднього осьового навантаження підшипників [4, 15, 22]:

а) підбір та встановлення пакета регулювальних прокладок або втулок під одну з кришок підшипникового вузла. Даний спосіб застосовується при регулюванні підшипникових вузлів редукторів загального машинобудування при встановленні підшипників за схемою «О», а також у ряді автомобільних підшипникових вузлів, таких як вали роздавальної коробки великовантажних автомобілів та ін.;

б) установкою регулювальних шайб або втулок між внутрішніми кільцями підшипників. Застосовується при встановленні підшипників за схемою «Х», наприклад, у підшипниковому вузлі ведомої шестерні головної передачі автомобіля КрАЗ та в ряді інших вузлів.;

в) затягуванням регулювальної гайки на валу підшипникового вузла. Найбільш поширений спосіб регулювання застосовується для регулювання підшипникових вузлів, провідних валів головних передач, колісно-ступичних вузлів та ін., зібраних за схемою «Х»;

д) затяжкою гайок, розташованих по торцях підшипників. Цей спосіб, як правило, застосовується при регулюванні підшипників диференціала, встановлених за схемою «О»;

е) за допомогою пружини або набору пружин, що спираються на одне з кілець підшипника. При цьому необхідне зусилля кожної пружини визначається розрахунковим способом. Цей спосіб застосовується при регулюванні редукторів загального машинобудування.

1.1.4 Причини зниження зусилля попереднього осьового навантаження підшипників в експлуатації

У міру зносу тіл і доріжок кочення в процесі експлуатації підшипникового вузла величина зусилля попереднього осьового навантаження зменшується від встановленого значення до нуля, після чого, якщо не вжити відповідних заходів, у підшипниках утворюється осьовий зазор.

Відомі такі основні причини зниження зусилля попереднього осьового навантаження підшипників в експлуатації:

а) низький ресурс підшипників (за даними ресурсних випробувань, повне вичерпання зусилля попереднього осьового навантаження підшипників в експлуатації відбувається після 30 тис. км. пробігу автомобіля);

б) недостатня жорсткість опор картерів під підшипники, яка в ряді випадків додатково знижується через неповне використання площі сполучення зовнішнього кільця підшипника з опорою картера;

в) наявність зносів spr'яжених поверхонь деталей підшипників кочення, що збільшують осьові зазори;

д) відсутність у силовому ланцюзі вузлів кріплення підшипників компенсаторів зносу, що підтримують зазори в заданих межах до проведення планових регулювань;

е) важкодоступність та значна трудомісткість робіт при проміжному регулюванні зусилля попереднього осьового навантаження підшипників у процесі експлуатації вузла;

ж) відсутність у нормативно-технічній документації на підшипниковий вузол вимог щодо додаткового регулювання підшипників у процесі експлуатації.

Для запобігання утворенню осьової гри підшипників у вузлі застосовують компенсуючі пристрої, що підтримують сталість величини попереднього осьового навантаження в процесі експлуатації, і передбачають можливість її періодичного регулювання.

1.2. Способи контролю величини попереднього осьового навантаження підшипників

В даний час відомий ряд способів контролю величини моменту сил опору обертанню конічних роликів підшипників, відповідно розроблений і застосовується ряд приладів, що дозволяють з тією чи іншою точністю

оцінювати зазначену величину. Одним з найвідоміших приладів є динамометричний ключ, схема якого представлена на рисунку 1.3.

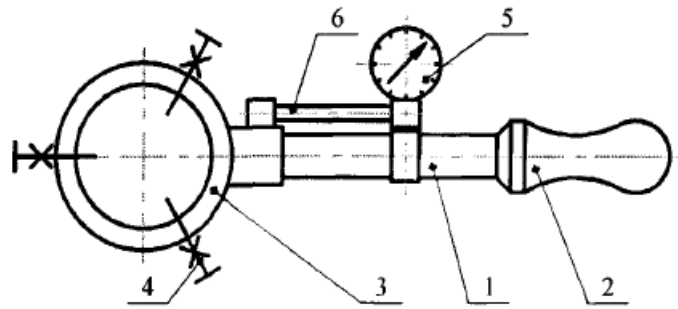


Рисунок 1.3 – Схема динамометричного ключця для вимірювання моменту сил опору обертанню підшипників: 1 - стрижень, 2 - рукоятка, 3 - універсальна оправка, 4 - фіксуєчий болт, 5 - пруток, 6 - індикатор годинного типу.

При вимірі цим приладом застосовується технологія. Універсальне виправлення ключа 3 жорстко з'єднується з валом підшипникового вузла. Корпус вузла має бути жорстко зафіксований, вал на початок виміру необхідно повернути на 5 - 10 оборотів.

Впливаючи на рукоятку 2, робочий додає до валу підшипникового вузла деякий момент, що крутить, який змушує вал обертатися. При цьому в підшипниках вузла з'являється момент сил опору, що перешкоджає обертанню валу. Це призводить до деформації стрижня 1, величина якої оцінюється за допомогою індикатора 5, який має бути попередньо відтарований.

Незважаючи на простоту, істотним недоліком приладу є відсутність контролю частоти обертання валу при вимірі. Крім того, замір проводиться на неповному обороті валу, а оскільки момент сил опору, як показали наші дослідження, при різному куті повороту валу неоднаковий, це може призвести до значних похибок при вимірюванні.

Автозавод КрАЗ рекомендує вимірювати момент сил опору обертанню кілець підшипників за допомогою механічного динамометра [37] як показано на рисунку 1.4.

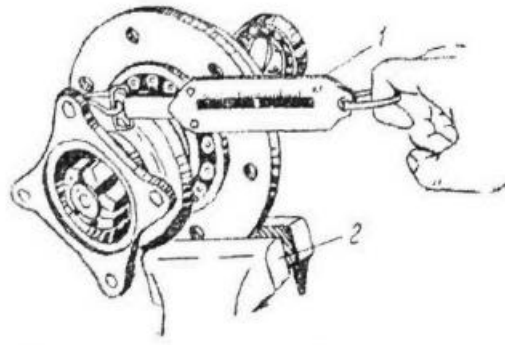


Рисунок 1.4 – Спосіб вимірювання моменту сил опору обертанню підшипників: 1 - динамометр, 2 - лещата.

Корпус підшипникового вузла встановлюється в лещата 2 і жорстко фіксується. В отвір фланця валу підшипникового вузла встановлюється гачок динамометра. Робочий, впливаючи на другий гак, визначає зусилля, при якому відбувається обертання валу, помноживши це зусилля на плече (відстань від осі валу до точки кріплення динамометра гака) визначає момент сил опору обертання кілець підшипників.

Основні недоліки цього способу, як і в попередньому випадку.

Запропонований пристрій для контролю моменту сил опору обертанню [5], схема якого показана на рисунку 1.5.

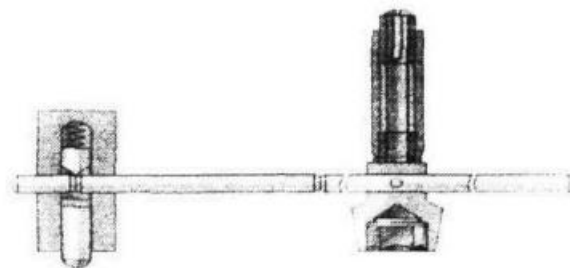


Рисунок 1.5 – Схема пристосування контролю моменту сил опору обертанню підшипників.

Пристосування складається з важеля з вантажем, втулки перехідної та рукоятки. Застосовується така технологія контролю. Корпус підшипникового вузла жорстко фіксується у лещатах. На гайку вихідного кінця валу підшипникового вузла встановлюється втулка перехідна пристосування як показано на рисунку 1.6.

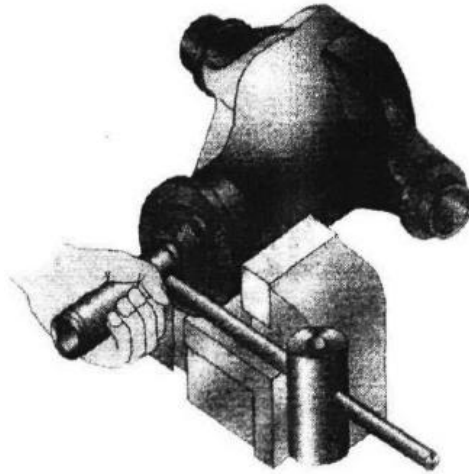


Рисунок 1.6 – Спосіб контролю моменту сил опору обертанню підшипників.

Робочий, притримуючи пристрій за рукоятку, встановлює вантаж таким чином, щоб фіксатор опинився на ближній до валу мітці. При цьому перевіряється мінімальний момент сил опору обертанню підшипників, вал не повинен обертатися. Потім вантаж встановлюється на дальню мітку - перевіряється максимальний момент сил опору обертанню, вал повинен вільно прокручуватися.

Основні недоліки цього методу, як і в попередніх випадках. Крім того, слід зазначити, що цей пристрій:

а) перестав бути універсальним, так як вантаж, що встановлюється, і плече його установки розраховуються під кожен підшипниковий вузол індивідуально. Для ширшого застосування даного пристрою необхідно як мінімум мати набір змінних вантажів різної маси;

б) даний пристрій не дозволяє визначити момент сил опору обертанню підшипників у чисельному вираженні, а лише дозволяє перевірити чи потрапляє встановлене в результаті регулювання значення вимірюваного параметра в інтервал значень вказаний в інструкції з експлуатації.

Автозаводом ЗАЗ для вимірювання величини моменту сил опору обертанню запропоновано динамометр [5], представлений на рисунку 1.7.

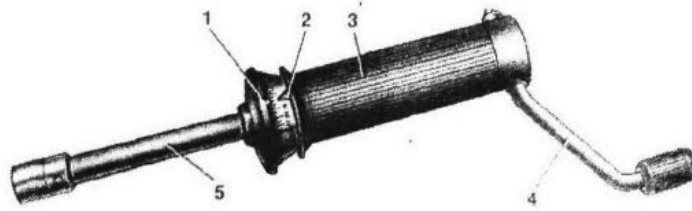


Рисунок 1.7 – Загальний вигляд динамометра: 1 - рухомий покажчик, 2 - покажчик обмежувача моменту, що крутить, 3 - корпус, 4 - рукоятка, 5 - стрижень з наконечником.

При цьому застосовується наступна технологія виміру зазначеного параметра. Динамометр через наконечник 3 (рис. 1.8) приєднується до валу підшипникового вузла. Обмежувач 2 (рис. 1.7) встановлюється в положення, що відповідає максимальному моменту сил опору обертанню підшипників у вузлі. Рукояткою 4 роблять кілька обертів протягом годинної стрілки. При цьому рухомий покажчик показує фактичне значення вимірюваного моменту.

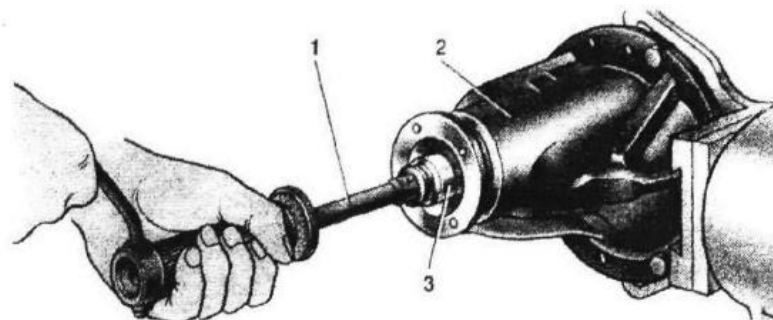


Рисунок 1.8 - Технологія використання динамометра: стержень з наконечником, 2 – корпус підшипникового вузла, 3 – перехідна.

Істотним недоліком даної технології, зокрема динамометра, є відсутність контролю частоти обертання валу підшипникового вузла.

Таким чином, існуючі прилади для вимірювання моменту сил опору обертанню підшипників не дозволяють з досить високою точністю визначити, який момент має вузол після регулювання.

2. УДОСКОНАЛЕНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ З ПОПЕРЕДНІМ ОСЬОВИМ НАВАНТАЖЕННЯМ ПІДШИПНИКІВ НА КОНТАКТНУ ДОВГОВІЧНІСТЬ

2.1. Визначення розрахункових навантажень підшипникового вузла

Більшість підшипникових вузлів транспортних машин, що збираються із попереднім осьовим навантаженням підшипників, працюють в умовах змінних режимів навантаження. Розрахунок таких підшипникових вузлів за максимальними навантаженнями в припущенні постійного їх дії приводив би до значного завищення розрахункової вантажопідйомності підшипників за умови забезпечення необхідної довговічності, а це, у свою чергу, до збільшення габаритних розмірів підшипників і вузла в цілому, що не завжди доцільно практиці. Тому точне визначення навантажень, що діють у вузлі, має немаловажне значення. Існуючі в даний час методики розрахунку еквівалентних навантажень у вузлі не дозволяють врахувати всіх факторів, що діють на підшипники, зокрема не враховуються ймовірнісні фактори розподілу навантажень при складанні вузла, тому розраховані за ними навантаження можуть сильно відрізнятись від фактичних, а це, у свою чергу, призводить до завищення чи заниження розрахункового ресурсу підшипникового вузла загалом з усіма звідси наслідками. Тому уточнення методик розрахунку еквівалентних навантажень на підшипники має важливе значення. Визначення розрахункового значення зусилля попереднього осьового навантаження підшипників

Під дією змінного навантаження в робочих тілах підшипників виникатимуть змінні напруження, що повторюватимуть характер навантаження вузла. У цьому випадку можна перейти від графіка навантаження до графіка напруги, в якому час роботи вузла виражається через число циклів навантаження.

Під впливом всього комплексу навантаження протягом розрахункового терміну служби підшипникового вузла лежить на поверхні тіл і доріжок кочення підшипників виникають певні втомні руйнації. Такі ж втомні руйнування можна отримати під дією тільки максимального навантаження при еквівалентному числі циклів навантаження. У цьому випадку змінний режим навантаження підшипникового вузла можна замінити еквівалентним постійним режимом, напруги якого рівні σ_{max} , а число циклів навантаження $N_{екв}$. Тоді, згідно з рівнянням похилої гілки кривої втоми, буде справедливо наступне вираження [20]:

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i^m \cdot N_i = \sigma_{max}^m \cdot N_{екв} \quad (2.1)$$

При відомому значенні наведеного зусилля попереднього осьового навантаження підшипників при складанні вузла, в експлуатації його величина зменшується. При практичних розрахунках підшипникових вузлів величина цього зусилля замінюється на розрахункове значення, яке є постійним за величиною і діє протягом усього терміну експлуатації підшипникового вузла. При цьому вплив на підшипники у вузлі дорівнюватиме реальному впливу зусилля попереднього осьового навантаження. Знайдемо його величину.

За аналогією до виразу (2.1) можемо записати:

$$\sum_{i=1}^n P_{npi}^m \cdot dt = P_p^m \cdot t_p \quad (2.2)$$

де P_{npi} - осьове зусилля переднатягу при навантаженні на вузол;

t - тривалість дії навантаження на вузол;

n - кількість інтервалів навантаження;

P_p - розрахункове еквівалентне зусилля попереднього осьового навантаження;

t_p - Розрахунковий термін служби підшипникового вузла.

Те саме можна записати і в інтегральній формі:

$$\int_0^t P_{npi}^m \cdot dt = P_p^m \cdot t_p \quad (2.3)$$

Вирішуючи отриманий вираз щодо P_p , отримаємо:

$$P_p^m = \frac{1}{t_p} \cdot \int_0^t P_{npi}^m \cdot dt \quad (2.4)$$

Так як зусилля попереднього осевого навантаження в процесі експлуатації вузла знижується рівномірно, прийmemo режим навантаження рис. 2.1:

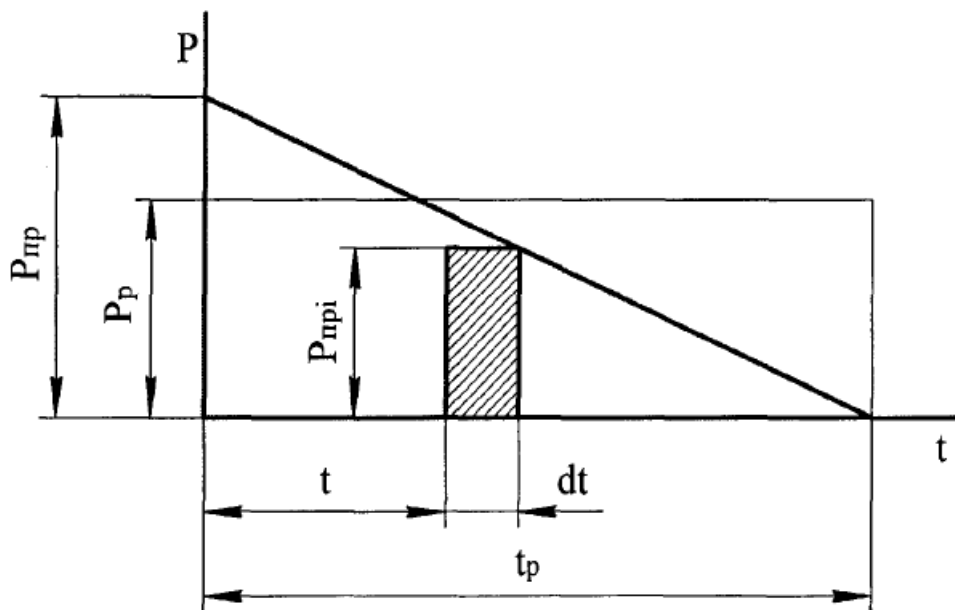


Рисунок 2.1 – Режим навантаження підшипникового вузла в експлуатації

У цьому випадку величина P_{npi} визначатиметься з виразу:

$$P_{npi} = P_{np} \cdot \frac{t}{t_p} \quad (2.5)$$

Після підстановки в інтегральне рівняння отримаємо:

$$P_p^m = \frac{1}{t_p} \cdot \int_0^t P_{np}^m \cdot \frac{t^m}{t_p^m} dt = \frac{P_{np}^m}{t_p \cdot t_p^m} \int_0^t t^m dt = \frac{P_{np}^m}{t_p^{m+1}} \left[\frac{1}{m+1} \cdot t^{m+1} \right] = \frac{P_{np}^m}{t_p^{m+1}} \cdot \frac{t_p^{m+1}}{m+1} = \frac{P_{np}^m}{m+1} \quad (2.6)$$

Перетворивши вираз (2.6) отримаємо:

$$P_p = \sqrt[m]{\frac{P_{np}^m}{m+1}} \quad (2.7)$$

Величина наведеного зусилля попереднього осьового навантаження, як і величина наведеного моменту попереднього осьового навантаження, при збиранні вузла підпорядковується нормальному закону розподілу.

За аналогією з виразом для радіально-упорних шарикопідшипників можемо записати:

$$P_{np}^3 = 0.12 \cdot P_{min}^3 + 0.27 \cdot P_{max} \cdot P_{min}^2 + 0.37 \cdot P_{max}^2 \cdot P_{min} + 0.25 \cdot P_{max}^3 \quad (2.8)$$

Підставивши цей вираз у формулу (2.7) для визначення розрахункового значення зусилля попереднього осьового навантаження P_p , отримаємо:

$$P_p = \sqrt[3]{\frac{0.12 \cdot P_{min}^3 + 0.27 \cdot P_{max} \cdot P_{min}^2 + 0.37 \cdot P_{max}^2 \cdot P_{min} + 0.25 \cdot P_{max}^3}{3+1}} \quad (2.9)$$

Остаточно маємо:

$$P_p = \sqrt[3]{0.03 \cdot P_{min}^3 + 0.068 \cdot P_{max} \cdot P_{min}^2 + 0.093 \cdot P_{max}^2 \cdot P_{min} + 0.063 \cdot P_{max}^3} \quad (2.10)$$

Для радіально-завзятих роликотішипників, за аналогією з виразом можемо записати:

$$\begin{aligned}
P_{np}^{3.33} = & 0.02 \cdot (0.833 \cdot P_{min} + 0.167 \cdot P_{max})^{3.33} + 0.14 \cdot (0.667 \cdot P_{min} + 0.333 \cdot \\
& P_{max})^{3.33} + 0.34 \cdot (0.500 \cdot P_{min} + 0.500 \cdot P_{max})^{3.33} + 0.34 \cdot (0.333 \cdot P_{min} + 0.667 \cdot \\
& P_{max})^{3.33} + 0.14 \cdot (0.167 \cdot P_{min} + 0.833 \cdot P_{max})^{3.33} + 0.02 \cdot P_{max}^{3.33}
\end{aligned} \quad (2.11)$$

Після підстановки цього виразу у формулу (2.7), отримаємо:

$$\begin{aligned}
P_p = & \left[[0.02 \cdot (0.833 \cdot P_{min} + 0.167 \cdot P_{max})^{3.33} + 0.14 \cdot (0.667 \cdot P_{min} + 0.333 \cdot \right. \\
& P_{max})^{3.33} + 0.34 \cdot (0.500 \cdot P_{min} + 0.500 \cdot P_{max})^{3.33} + 0.34 \cdot (0.333 \cdot P_{min} + 0.667 \cdot \\
& P_{max})^{3.33} + 0.14 \cdot (0.167 \cdot P_{min} + 0.833 \cdot P_{max})^{3.33} + 0.02 \cdot P_{max}^{3.33}] / (3.33 + 1) \left. \right]^{0.3} \quad (2.12)
\end{aligned}$$

Остаточно для радіально-зав'язаних роликотідшипників маємо:

$$\begin{aligned}
P_p = & [0.005 \cdot (0.833 \cdot P_{min} + 0.167 \cdot P_{max})^{3.33} + 0.14 \cdot (0.667 \cdot P_{min} + 0.333 \cdot \\
& P_{max})^{3.33} + 0.34 \cdot (0.500 \cdot P_{min} + 0.500 \cdot P_{max})^{3.33} + 0.34 \cdot (0.333 \cdot P_{min} + 0.667 \cdot \\
& P_{max})^{3.33} + 0.14 \cdot (0.167 \cdot P_{min} + 0.833 \cdot P_{max})^{3.33} + 0.005 \cdot P_{max}^{3.33}]^{0.3} \quad (2.13)
\end{aligned}$$

Отже, щодо розрахункового значення зусилля попереднього осьового навантаження підшипників у разі, коли зусилля P_{np} відомо, доцільно вести розрахунок за залежністю (2.7). Якщо ж це зусилля задано у вигляді інтервалу значень (P_{npmin} , P_{npmax}), то доцільно використовувати для радіальноупорних шарикотідшипників залежність (2.10), для радіально-упорних роликотідшипників залежність (2.13).

Залежності (2.7), (2.10), (2.13) дають уточнені значення розрахункового зусилля попереднього осьового навантаження підшипників вузла, що враховує випадковий розподіл шуканої величини в заданому інтервалі значень.

3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Методика дослідження залежності моменту сил опору обертанню підшипників від тривалості роботи вузла

Як було встановлено в розділі 1, величина моменту сил опору обертання конічних роликотідшипників різко знижується протягом перших годин роботи підшипникового вузла. Залишається незрозумілим, як змінюється величина зусилля попереднього осьового навантаження протягом усього терміну служби підшипникового вузла.

Дослідження у цьому напрямі проводилися у два етапи.

1 етап - на установку ДМ-28 встановлювалася випробувальна головка, обладнана новими конічними роликотідшипниками №7208. Підшипники регулювалися таким чином, щоб початковий момент сил опору обертанню становив у першому досліді – 1 Нм, у другому – 2,8 Нм, у третьому – 3,5 Нм. Мاستило підшипників здійснювалося маслом ТМ-4 залитим за рівнем.

Протягом експерименту вузол був навантажений постійно діючим радіальним навантаженням $F_r = 0.8C$, де C - динамічна вантажопідйомність підшипників, що випробовуються. Крім цього, підшипники сприймали осьове навантаження, що утворювалося в процесі їх регулювання.

Після запуску установка працювала певний проміжок часу при частоті обертання валу підшипникового вузла $n=3000\text{хв}^{-1}$. При цьому контролювався рівень і температура олії всередині головки, в протокол експерименту заносилися значення моменту сил опору обертання підшипників через кожні 0,5 години протягом перших 4 годин роботи установки, потім кожні 2 години аж до закінчення досвіду. Кожен досвід повторювався тричі для підвищення точності експериментальних даних.

2 етап - через певний проміжок часу роботи випробувальна головка знімалася з установки ДМ-28, з неї витягувалася пара підшипників (рис. 3.2, позиція 2) і встановлювалася в експериментальний підшипниковий вузол стенду ГД-10, де досліджувалася залежність моменту сил опору

підшипників від осьового зусилля у вузлі $T_{np} = f(P_a)$.

Маховиком стенду створювалося деяке осьове зусилля, яке протягом досвіду змінювалося в межах від 0 до 14 кН з інтервалом 2 кН, контролювалося індикатором динамометричного кільця і фіксувалося в протоколі експерименту. При кожному значенні осьового зусилля у вузлі проводився замір моменту сил опору обертання підшипників, який також фіксувався протоколі.

Зняття характеристики $T_{np} = f(P_a)$ проводилося через 0, 0.5, 1.5, 6 та 12 годин роботи підшипників. З метою підвищення точності даних кожен досвід повторювався тричі.

Після виконання необхідних вимірів підшипники знову встановлювалися у випробувальну голівку, яка, своєю чергою, на установку ДМ-28, і продовжувався на умовах першого етапу експерименту. Додаткове регулювання підшипників при цьому не проводилося.

У результаті експерименту першому етапі було побудовано графічні залежності моменту преднатяга від часу роботи вузла $T_{np} = f(t)$ при різному початковому моменті преднатяга, проведено їх аналіз. З другого краю етапі побудовані графічні залежності моменту преднатяга від осьового зусилля у вузлі $T_{np} = f(P_a)$ у часі роботи вузла. В результаті спільного аналізу отриманих залежностей зроблено висновок про правильність вибору закону зміни зусилля попереднього осьового навантаження підшипників, запропонованого в розділі 2.

3.2 Методика дослідження деформації конічних роликпідшипників від осьового зусилля стиснення

Очевидно, що зі зростанням осьового зусилля у вузлі збільшується осьова деформація підшипників. Математична залежність між осьовим зусиллям і деформацією підшипників у вузлі нині існує [29], проте розраховані по ній значення сильно відрізняються від фактичних, тобто.

використання такої залежності при точних розрахунках не завжди є доцільним.

Дослідження, спрямовані на отримання більш точної розрахункової залежності проводилися на стенді ГД-10 з підшипниковими вузлами, обладнаними конічними роликотітшипниками №7208, 7210А та 7512 новими та колишніми в експлуатації. Матило тітшипників здійснювалося трансмісійним маслом ТМ-4 крапельним способом.

Дослідження проводилися у два етапи за такою методикою:

1 етап - у корпус тітшипникового вузла був встановлений один тітшипник заданого номера таким чином, щоб його зовнітне кітльце упиралося в опорний стіл установки. Внутрітне кітльце тітшипника напесовувалося на центрову втулку, яка через центрову кулку взаємодіяла з опорною поверхнею завзятого диска, поверхні якого стосувалися два індикатори годинного типу ИЧ-1 з ціною розподілу 0,01мм.

Маховиком стенду створювалося деяке осьове зусилля, яке передавалось через динамометричне кітльце, опорний диск і центрову втулку на внутрітне кітльце тітшипника, викликаючи його переміщення щодо зовнітнього кітльця. При цьому деталі тітшипника зазнавали пружної деформації у місцях контакту.

Величина осьового зусилля в досвіді змінювалася в межах від 0 до 35,78 кН з інтервалом 5,11 кН і контролювалася індикатором динамометричного кітльця. При кожному значенні осьового зусилля фіксувалася величина осьової деформації деталей тітшипника по двох індикаторах, встановлених над упорним диском. Справжне значення деформації визначалося як середнє арифметичне отриманих значень за формулою:

$$\lambda_{\phi i} = \frac{1}{2}(\lambda_1 + \lambda_2) \quad (3.1)$$

де λ_1 - значення деформації першому індикаторі;

λ_2 - значення деформації на другому індикаторі.

З метою підвищення точності отриманих даних значення осьової деформації фіксувалися при завантаженні та розвантаженні вузла, кожен досвід повторювався тричі, а підсумкове значення деформації при заданому осьовому зусиллі визначалося за формулою як середнє арифметичне отриманих у дослідах значень деформацій за формулою:

$$\lambda = \frac{1}{n} \sum \lambda_{\phi i} \quad (3.2)$$

де n - кількість повторностей досліду;

$\lambda_{\phi i}$ - значення деформації в i -тому досліді.

Отримані в результаті дослідів дані оброблялися на ПК у редакторі Excel. За експериментальними даними будувалися графічні залежності, які надалі були апроксимовані і за ними отримані емпіричні рівняння для кожного з досліджуваних підшипників.

Здобуття універсального розрахункового рівняння зводилося до вибору основного розрахункового рівняння виду $\lambda = f(P_a)$ з введенням у нього ряду емпіричних поправочних коефіцієнтів, що враховують розміри підшипників, встановлених у вузол, та їх стан (нові або в експлуатації).

2 етап - у корпус підшипникового вузла встановлювалася пара підшипників одного номера за схемою «О». При цьому осьове зусилля через динамометричне кільце стенда, опорний диск, кришку і кільце навантаження передавалося на зовнішнє кільце верхнього підшипника, потім через ролики на його внутрішнє кільце, а потім на внутрішнє кільце нижнього підшипника.

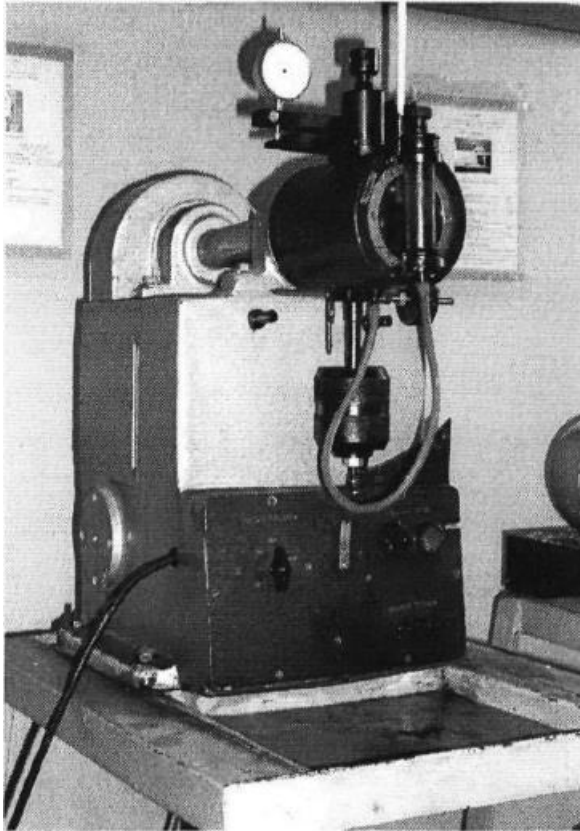
Умови проведення дослідів, як і першому етапі експерименту.

За результатами дослідів на другому етапі в розрахункове рівняння, отримане на першому етапі, було введено поправочний коефіцієнт, що враховує кількість підшипників у вузлі, що деформується.

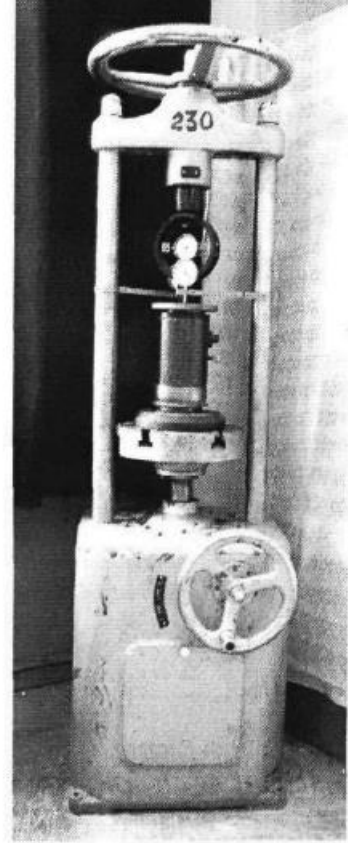
В результаті дослідження отримана експериментальна залежність виду $\lambda = f(P_a)$, що враховує статичну вантажопідйомність (розміри) підшипників, їх кількість у вузлі (один або два) та стан (нові або в експлуатації).

3.3 Експериментальні установки

Загальний вигляд експериментальних установок представлено рис. 3.1.



а



б

Рисунок 3.1 – Загальний вигляд експериментальних установок: а – установка ДМ-28, б – установка ГД-10.

3.3.1 Установка для дослідження підшипникових вузлів на довговічність

Установка ДМ-28 є станиною, всередині якої змонтований робочий вал. Привід робочого валу здійснюється від електродвигуна потужністю 0,8 кВт, який також встановлений усередині станини, через триступінчасту клинопасову передачу. Така конструкція приводу дозволяє проводити випробування підшипників при частоті обертання валу 1000, 2000 та 3000 хв^{-1} .

На консольний кінець робочого валу встановлюється підшипниковий вузол, що випробовується, призначеним для дослідження конічних роликотпідшипників № 7208. Його схема представлена на малюнку 3.2.

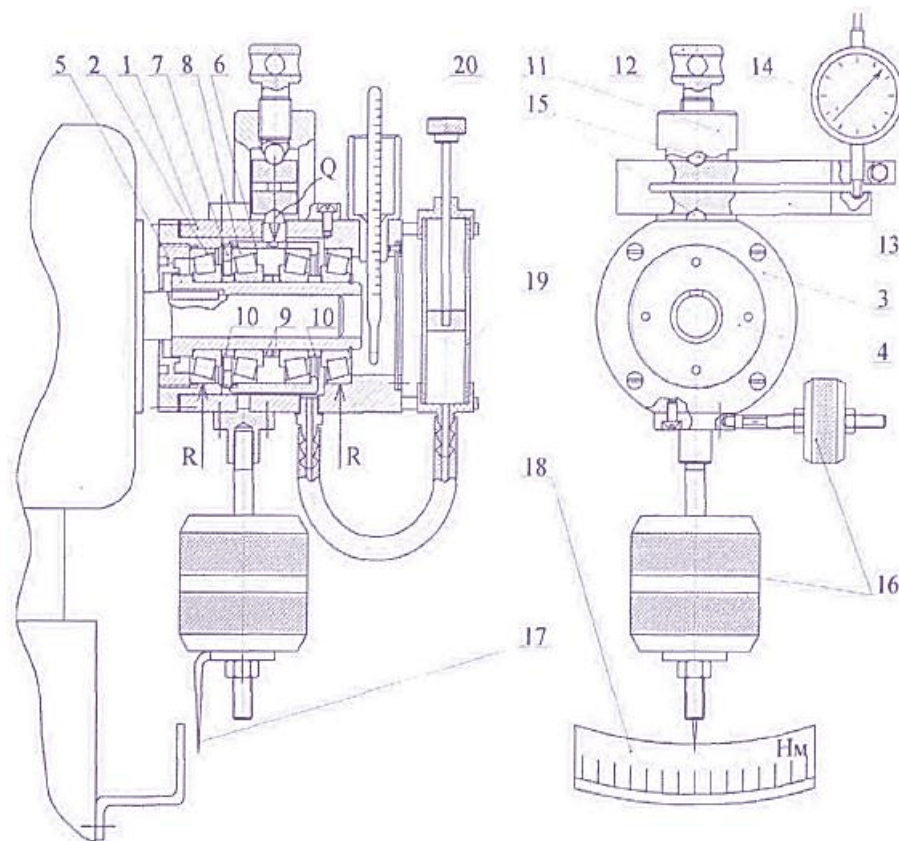


Рисунок 3.2 – Схема лабораторної установки ДМ-28 з підшипниковим вузлом, що випробовується: 1 - корпус підшипникового вузла, що випробовується; 2 - конічний роликпідшипник; 3 – кришка підшипникового вузла; 4 - гайка торцева; 5 – монтажна втулка; 6 - корпус вузла, що навантажується; 7 – регульовальна гайка; 8 - роликпідшипник навантажуваного вузла; 9, 10 – розпірна втулка; 11 - скоба наполеглива; 12 - гвинт навантажувальний; 13 - динамічна скоба; 14 – індикатор годинного типу; 15 - кулька центрувальна; 16 - маятник; 17 - стрілка маятника; 18 – шкала; 19 - масляний циліндр; 20 – термометр.

Підшипниковий вузол складається з корпусу 1, встановленого на двох конічних роликпідшипниках №7208 2 і закритих кришкою 3, обладнаною торцевою гайкою 4, необхідної для регулювання підшипників 2. Внутрішні кільця підшипників встановлені на монтажну втулку корпусу вузла розташований підшипниковий вузол, що складається з корпусу 6, регульовальної гайки 7, пари конічних роликпідшипників 8 того ж номера що і підшипники 2 і розпірних втулок 9, розташованих між ними.

Підшипниковий вузол, що навантажується, від осьових переміщень утримується розпірними втулками 10.

У вірній частині корпусу підшипникового вузла розташовано пристрій, що навантажує, що складається з упорної скоби 11 навантажувального гвинта 12, динамометричної скоби 13 з індикатором годинного типу 14 і центрувальних кульок 15.

У нижній частині корпусу підшипникового вузла закріплений маятник 16 зі стрілкою-показчиком 17. Під час роботи установки маятник утримує корпус вузла від обертання і створює врівноважуючий момент, рівний сумарному моменту опору в випробуваних підшипниках, який відзначається на шкалі привіту.

Масило підшипників здійснюється рідким маслом, що подається з масляного циліндра 19. Контроль температури масла здійснювався термометром 20.

Навантаження, що створюється при затягуванні гвинта 12, в силу симетрії конструкції, рівномірно навантажує кожен з чотирьох підшипників. Радіальне навантаження на кожен підшипник R може бути знайдена за залежністю:

$$R = \frac{Q}{2} \quad (3.3)$$

де Q - радіальне навантаження, створюване гвинтом 12.

Таким чином, всі підшипники знаходяться в однакових умовах і є випробуваними. Величина радіального навантаження контролюється за індикатором 14 і переводиться у фізичні одиниці за допомогою тарувального графіка, раніше отриманого в лабораторії «Деталей машин». Він представлений на малюнку 3.3.

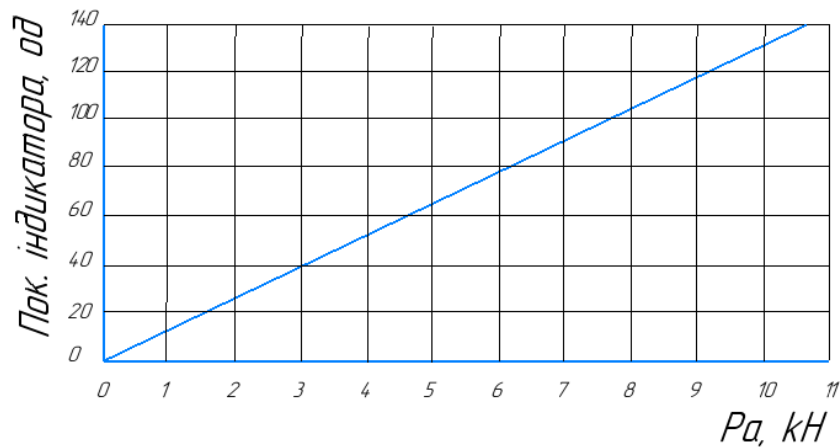


Рисунок 3.3 – Тарувальний графік індикатора динамометричної скоби

Середній момент сил опору обертанню для одного підшипника може бути визначений за формулою:

$$M = \frac{\sum M}{4} \quad (3.4)$$

де $\sum M$ – сумарний момент сил опору обертанню підшипників.

На установці вимірюються параметри: радіальне та осьове навантаження з точністю $\pm 1\text{Н}$ момент тертя в підшипниках з точністю $\pm 1\text{Нм}$, частота обертання, температура та рівень мастила.

3.3.2 Установка для дослідження осьової деформації конічних роликів підшипників

Установка ГД-10 є механічним пресом, призначеним для випробувань на розтягування і стиск. Схема установки представлена рисунку 3.4.

Стенд ГД-10 складається з станини 1, двох колон 2, траверси 3 з плунжером 4 і маховиком 5. На кінці плунжера закріплено динамометричне кільце 6, всередині якого знаходиться індикатор ІЧ-1 вартового типу 7 з ціною поділу 0,01 мм. Шток індикатора стосується внутрішньої поверхні кільця.

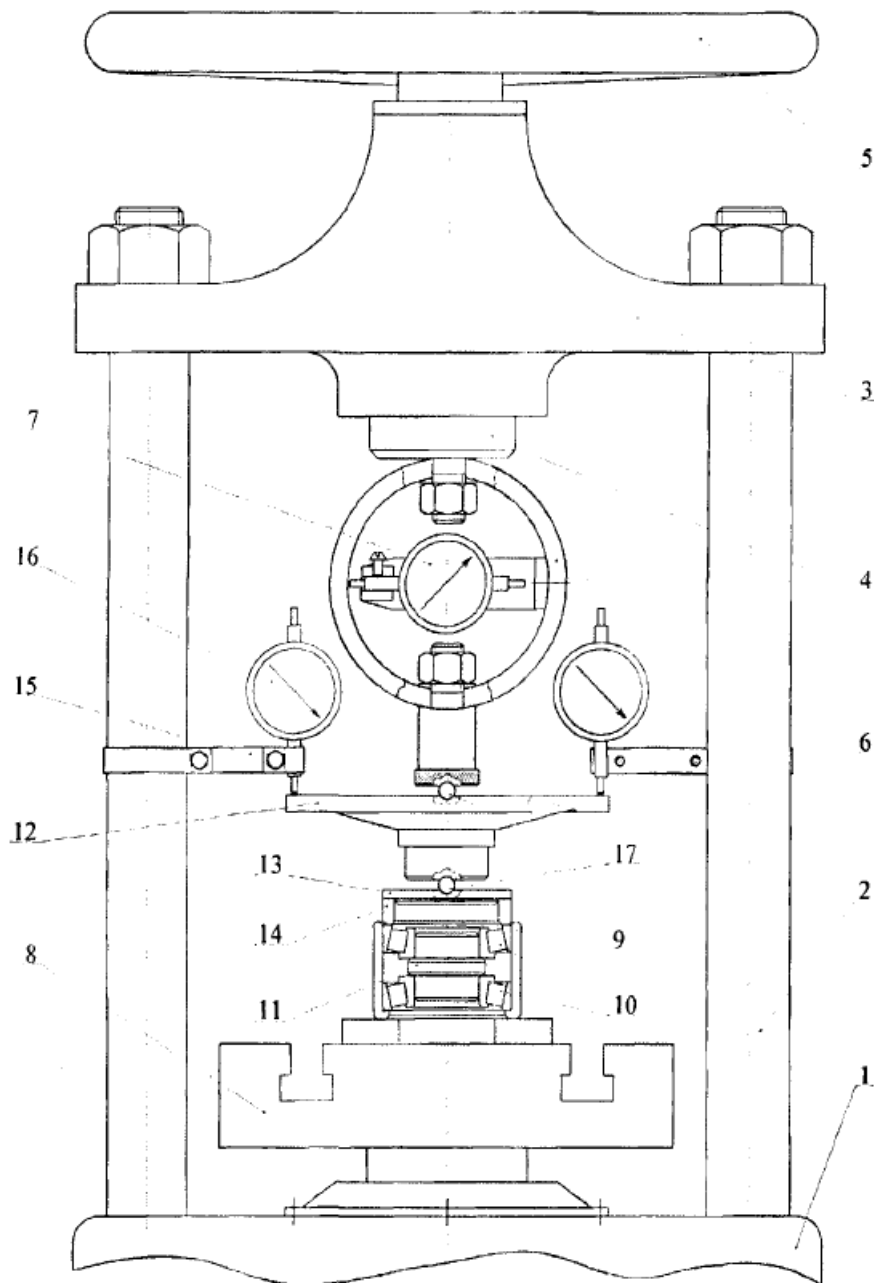


Рисунок 3.4 – Схема установки ГД-10 для дослідження осової деформації конічних роликопідшипників: 1 – станина; 2 – колона; 3 – траверса; 4 – плунжер; 5 – маховик; 6 - динамометричне кільце; 7, 16 – індикатор годинного типу; 8 – опорний стіл; 9 - корпус підшипникового вузла; 10 - конічний роликопідшипник; 11 - центрувальна втулка; 12 - завзятий диск; 13 – кришка підшипників; 14 - кільце навантаження; 15 – кронштейн індикатор; 17 - центрувальна кулька.

Підшипниковий вузол встановлюється на опорний стіл 8. Вузол складається з корпусу 9, в який за схемою «Про» встановлена пара конічних ролико-підшипників 10. Внутрішні кільця підшипників напресовані на центрувальну втулку 11. через плунжер 4 і динамометричне кільце 6 на зав'язаний диск 12 через нього на кришку 13 і навантажувальне кільце 14 підшипникового вузла, що випробовується. Над упорним диском в кронштейнах 15 встановлені два індикатори ИК-1 16, призначені для виміру переміщення упорного диска в осьовому напрямку. Співвісність конструкції забезпечується установкою центрувальних кульок 17.

При додатку осьового навантаження кільце 6 деформується, величина деформації фіксується індикатором 7 і за допомогою тарувального графіка, раніше отриманого в лабораторії і представленого на малюнку 3.6 визначається справжнє значення навантаження.

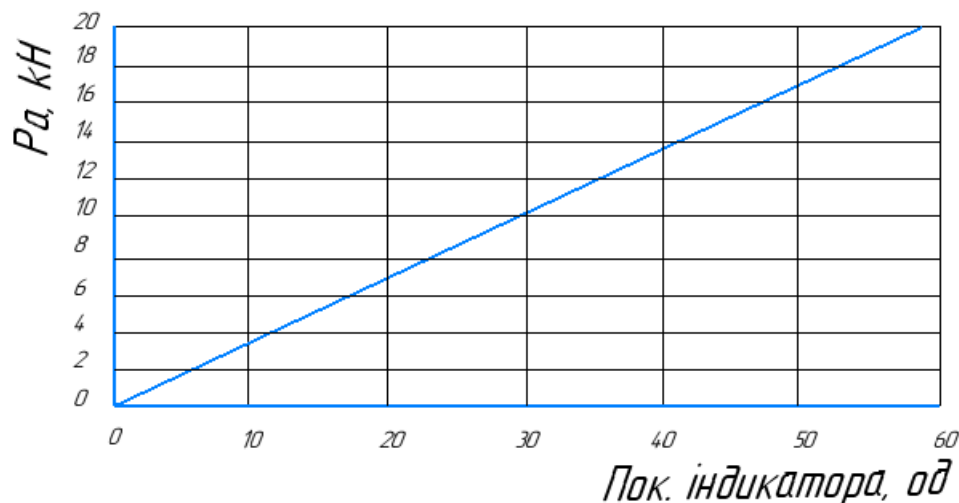


Рисунок 3.5 – Тарувальний графік індикатора динамометричного кільця

На установці передбачено вимірювання наступних параметрів: осьової сили стиснення підшипників з точністю $\pm 1\text{Н}$, осьового переміщення кілець підшипників з точністю ± 5 мкм та величини моменту тертя підшипниковому вузлі.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Зміна моменту сил опору обертанню підшипників від тривалості роботи вузла

На першому етапі експерименту були проведені динамічні дослідження на установці ДМ-28 підшипникового вузла, обладнаного конічними роликотпідшипниками № 7208, за методикою, викладеною в пункті 3.1. За експериментальними даними були побудовані графічні залежності $T = f(t)$ представлені на рисунку 4.1.

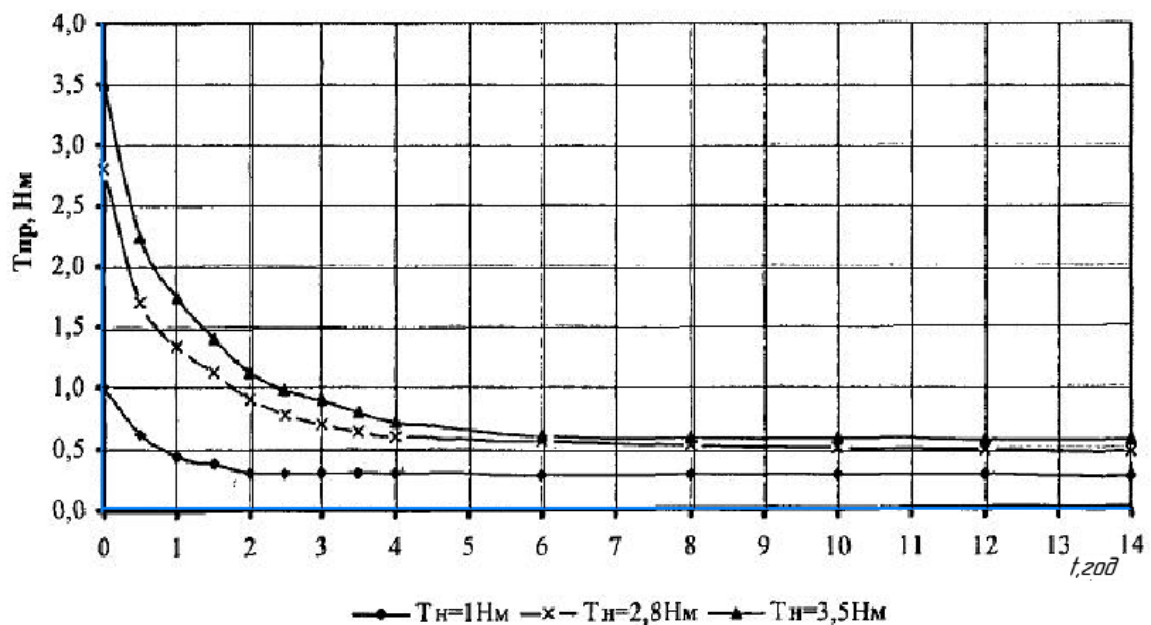


Рисунок 4.1 – Залежності $T = f(t)$ для підшипників № 7208

Дослідження показали, що:

а) момент сил опору обертання кілець підшипників у перші години роботи вузла (період підробітку робочих поверхонь підшипників), що скорочується на 69 - 83 % залежно від початкового моменту, встановленого при регулюванні підшипників;

б) період припрацювання робочих поверхонь підшипників залежить від величини початкового моменту сил опору обертанню і становить при $T_{np} = 1$ Нм 2 год., при $T_{np} = 2,8$ Нм - 4 год., при $T_{np} = 3,5$ Нм - 6 годин;

в) при тривалості роботи вузла перевищує період подрібтку робочих поверхонь підшипників відбувається стабілізація значень моменту сил опору обертанню та її подальше зниження процесі роботи вузла підпорядковується трикутному закону.

Аналіз експериментальних даних зниження моменту сил опору обертання підшипників головних передач автомобілів КрАЗ [3] також показав, що різке зниження коефіцієнта тертя спостерігається в початковий період роботи підшипникового вузла, еквівалентний 85-120 тис. оборотів. При подальшій роботі вузла коефіцієнт тертя стабілізується і як 25 - 40 % величини коефіцієнта тертя нових підшипників. Таким чином, отримані цьому етапі експерименту дані повністю підтверджуються.

Для з'ясування причин аналізованого явища на другому етапі експерименту були отримані графічні залежності $T_{np} = f(P_a)$ у часі роботи вузла.

Вони представлені на рисунку 4.2.

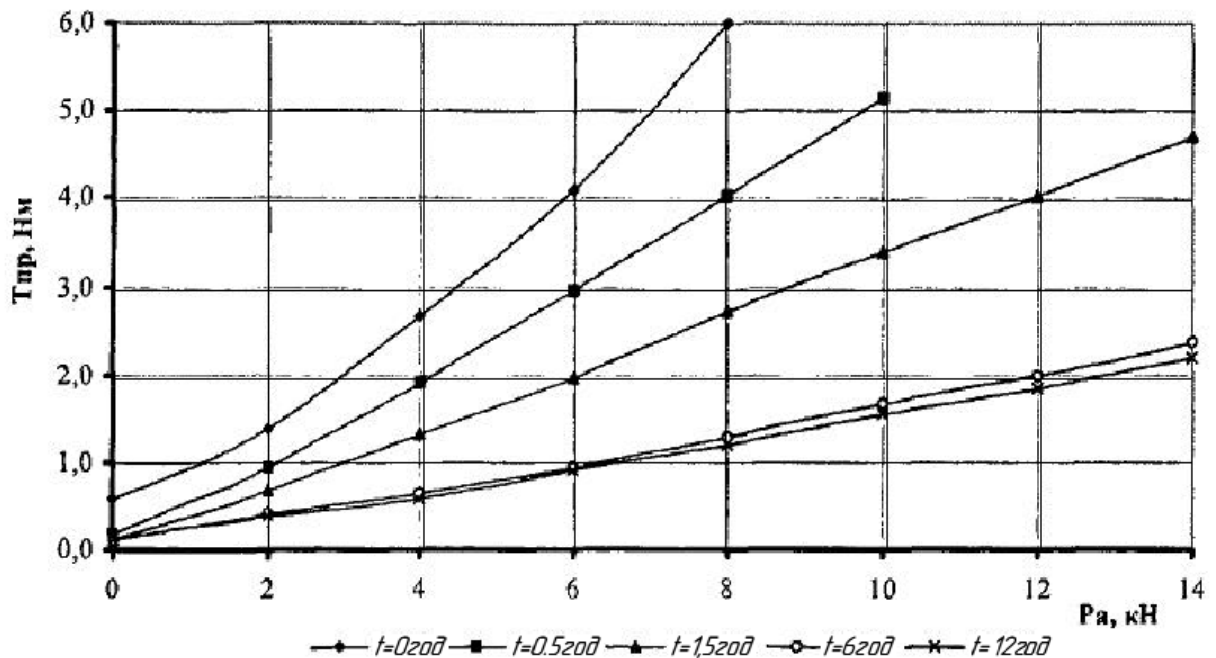


Рисунок 4.2 – Залежності $T - f(P_a)$ у часі роботи вузла

З графіків видно, що з одного й тому осьовому зусиллі стиснення підшипників, момент тертя знижується зі збільшенням часу роботи вузла.

В результаті спільної обробки графіків з малюнків 4.1 і 4.2 були отримані залежності виду $P_a = f(t)$, які були побудовані в одних координатних осях із залежностями $T_{np} = f(t)$, та представлені на рисунку 4.3.

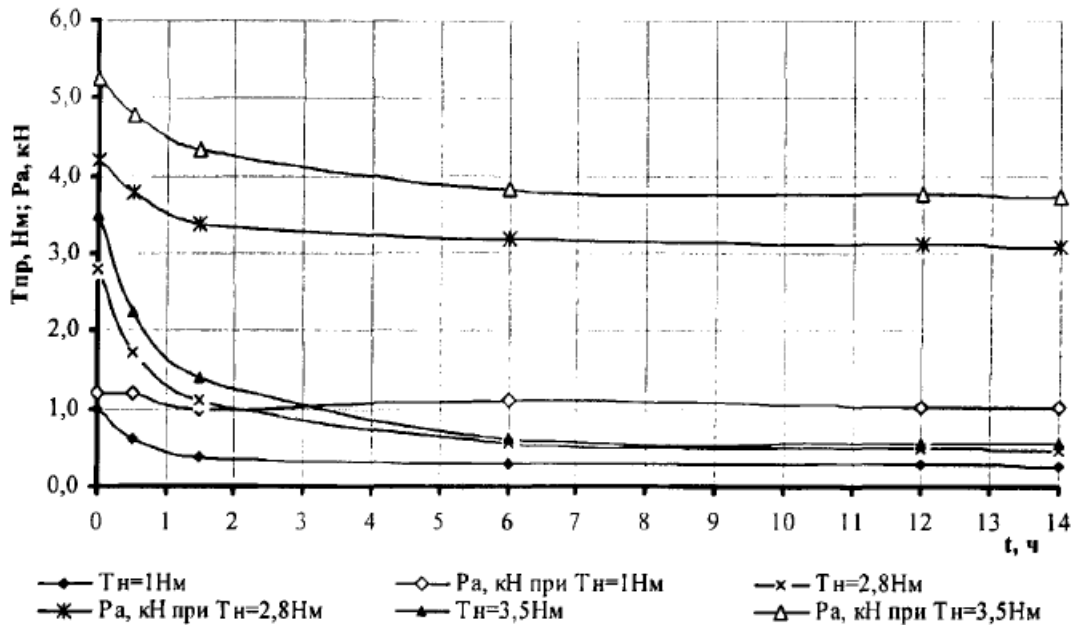


Рисунок 4.3 – Залежності $T_{np} = f(t)$ і $P_a = f(t)$ для підшипників № 7208

Аналіз графіків показує:

а) найбільше зниження осьового зусилля у вузлі спостерігається в перші години роботи вузла, причому тривалість цього зниження за часом менша за тривалість зниження моменту сил опору обертанню підшипників;

б) величина зниження осьового зусилля у вузлі за аналізований період становить 15-28% від початку встановленого значення.

Таким чином, зниження осьового зусилля у вузлі викликано збільшенням зазору між сполученими робочими поверхнями підшипників внаслідок змінання мікронерівності їх поверхонь через приробітки. Зниження моменту сил опору обертанню викликано не зменшенням осьового зусилля у вузлі, а зниженням коефіцієнта тертя між сполученими робочими поверхнями підшипників так само внаслідок їх приробітку.

4.2 Зміна деформації конічних роликів підшипників від осевого зусилля стискування

Статичні дослідження деформації підшипників від осевого зусилля стиснення велися на стенді ГД-10 за методикою, викладеною в пункті 3.2. Вони включали вимірювання осевої деформації нових і що були в експлуатації конічних роликів підшипників № 7208, 7210А і 7512, а також пар зазначених підшипників одного номера.

За результатами вимірів осевої деформації підшипників були побудовані графічні залежності, представлені на рисунку 4.4.

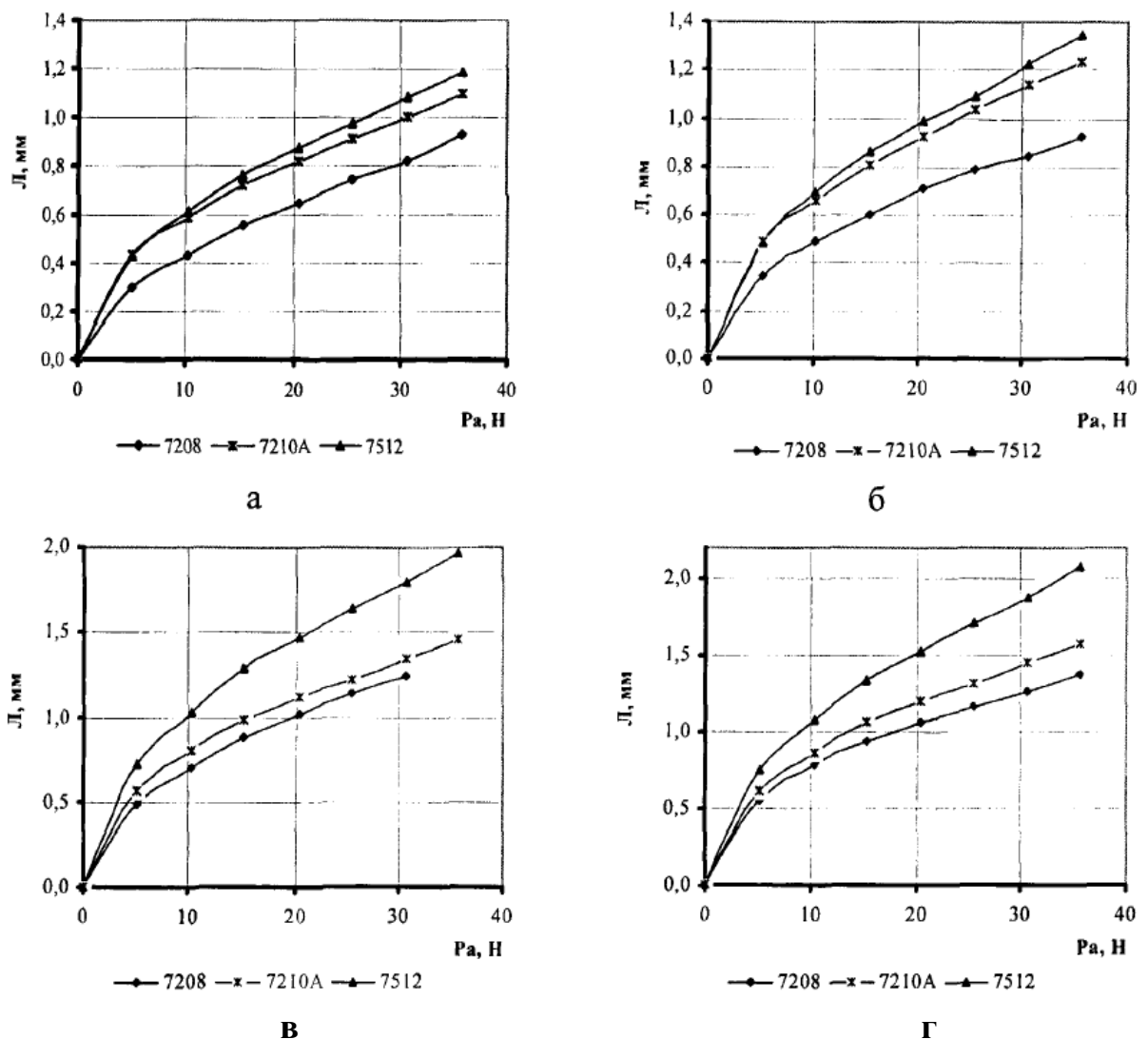


Рисунок 4.4 – Експериментальні залежності $L = f(P_a)$: а – один новий підшипник; б - один підшипник, що був в експлуатації; в - пара нових підшипників; г - пара підшипників, що були в експлуатації.

Аналіз отриманих графіків дозволяє зробити такі висновки:

а) Величина осьової деформації конічних роликотілопідшипників зростає зі зростанням осьового зусилля, розмірів та статичної (або динамічної) вантажопідйомності досліджуваних підшипників;

б) осьова деформація нових підшипників менша за осьову деформацію підшипників після експлуатації в середньому на 8 - 13%;

в) величина осьової деформації пари підшипників одного номера лише на 34 - 67% перевищує величину осьової деформації одного підшипника цього ж номера за рівного осьового зусилля. Пункт «б» можна пояснити так. Якщо прийняти, що кільця і тіла кочення нових і підшипників, що були в експлуатації, виготовлені з одного і того ж матеріалу, то і пружні деформації, що виникають під впливом рівного осьового зусилля в обох випадках повинні бути однаковими.

У свою чергу шорсткість поверхонь тіл і доріжок кочення у нових підшипників значно вища, ніж шорсткість тих поверхонь підшипників, що були в експлуатації так як підшипники, що були в експлуатації, мають мікрорельєф робочих поверхонь зі зім'ятими внаслідок приробітку мікронерівностями, чого немає у нових підшипників.

Таким чином, під впливом осьового зусилля між тілами і доріжками кочення відбувається взаємодія мікронерівності поверхонь, а так як мікронерівності у нових підшипників значно вище, ніж у старих, то при їх взаємодії виникає велика сила тертя, яка викликає додатковий опір переміщенню, і, таким чином, знижує загальну осьову деформацію.

Пункт «в» можна пояснити так. У разі відсутності сили тертя між тілами та доріжками кочення, за інших рівних умов, кожен із підшипників у парі сприймає рівне осьове зусилля. Однак вплив сили тертя при взаємодії робочих поверхонь підшипників неминуче, отже, навантаження, що діє на перший (навантажуваний) підшипник дорівнюватиме сумарному осьовому навантаженню у вузлі $F_{a1}=F_a$, а навантаження, що діє на другий підшипник, дорівнюватиме різниці сумарного осьового навантаження у вузлі і сили

тертя, що діє між робочими поверхнями першого підшипника $F_{al} = F_a - F_{TP1}$. Таким чином, другий підшипник сприймає меншу осьову навантаження, в порівнянні з першим, а, отже, і деформація його буде меншою. У експерименті сумарна деформація пари підшипників зросла на 34 - 67% проти деформацією одного підшипника.

Обробка графіків з рисунка 4.4 на ЕОМ у програмі Ехсел показала, що найточніше отримані криві апроксимуються поліноміальною залежністю третього ступеня. Для підшипника 7208 вона має вигляд:

$$\lambda = 0,0131 + 3 \cdot 10^{-5} \cdot P_a^3 - 1,9 \cdot 10^{-3} \cdot P_a^2 + 59,2 \cdot 10^{-3} \cdot P_a \quad (4.1)$$

де P_a - осьове зусилля, що діє на підшипник.

Для визначення осьової деформації інших підшипників у вираз (4.1) було введено коефіцієнт пропорційності K_1 , який визначається за формулою:

$$K_1 = m \sqrt{\frac{C_{oi}}{C_o}} \quad (4.2)$$

де C_0 - статична вантажопідйомність підшипника, що розраховується;
 $C_o \sim$ статична вантажопідйомність підшипника 7208 ($C_0 = 32,5$ кН [29, 39]).

Для визначення осьової деформації пари підшипників у вираз (4.1) вводився коефіцієнт K_2 , що визначається як відношення середнього значення деформації пари підшипників до аналогічного значення для одного підшипника за формулою:

$$K_2 = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \quad (4.3)$$

де λ_2 - середнє значення деформації пари підшипників;

λ_1 - середнє значення деформації одного підшипника при тому ж осьовому зусиллі.

За результатами експериментів розрахункові значення коефіцієнта K_2 змінювалися в межах 1,34 - 1,67, причому великі значення коефіцієнта

відповідали підшипникам великих розмірів, що мають, відповідно, більшу статичну вантажопідйомність.

Для обліку впливу стану підшипників у вираз (4.1) вводився коефіцієнт K_3 , який в експерименті визначався за формулою:

$$K_3 = \frac{\lambda_{\text{бв}}}{\lambda_{\text{н}}} \quad (4.4)$$

де $\lambda_{\text{бв}}$ - деформація підшипника, що був в експлуатації;

$\lambda_{\text{н}}$ - деформація нового підшипника того ж номера при тому ж осьовому зусиллі.

За експериментальними даними встановлено значення коефіцієнта в межах 1,08-1,15 для одного підшипника та 1,04 - 1,08 для пари підшипників. При цьому при розрахунку деформації одного підшипника великі значення K_m відповідають підшипникам з великим параметром C і навпаки для пари підшипників - великі значення K_3 відповідають з меншим значенням C_0 .

Таким чином, остаточно можемо записати:

$$\lambda = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot (0,0131 + 3 \cdot 10^{-5} \cdot P_a^3 - 1,9 \cdot 10^{-3} \cdot P_a^2 + 59,2 \cdot 10^{-3} \cdot P_a) \quad (4.5)$$

Результати перевірконого розрахунку деформації підшипників 7208, 7210А та 7512 за залежністю 4.5 представлені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати перевірконого розрахунку деформацій конічних роликів підшипників

P _a , кН	7208			7210А			7512		
	λ _ф , мм	λ _р , мм	Δ, %	λ _ф , мм	λ _р , мм	Δ, %	λ _ф , мм	λ _р , мм	Δ, %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Нові підшипники									
0	0	0,01	-	0	0,02	-	0	0,02	-
10,22	0,43	0,45	4,25	0,59	0,54	-8,39	0,61	0,60	-2,94
20,44	0,65	0,69	6,16	0,82	0,82	-0,04	0,87	0,90	3,35
30,66	0,82	0,91	10,60	1,00	1,08	8,11	1,08	1,20	10,32
Підшипники після експлуатації									
0	0	0,01	-	0	0,02	-	0	0,02	-
10,22	0,49	0,49	0,08	0,65	0,60	-8,13	0,70	0,68	-1,50
20,44	0,71	0,74	4,04	0,93	0,91	-1,75	0,99	1,04	5,21

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
30,66	0,85	0,98	15,91	1Д4	1,21	5,91	1,23	1,37	11,96
Пара нових підшипників									
0	0	0,02	-	0	0,02	-	0	0,03	-
10,22	0,71	0,61	-14,24	0,81	0,81	0,56	1,03	0,99	-3,71
20,44	1,02	0,92	-9,64	1,11	1,23	10,50	1,47	1,51	2,87
30,66	1,25	1,22	-2,65	1,35	1,63	20,93	1,80	2,00	10,77
Пара підшипників після експлуатації									
0	0	0,02	-	0	0,02	-	0	0,03	-
10,22	0,79	0,65	-17,59	0,86	0,86	-0,50	1,07	1,03	-3,52
20,44	1,06	0,99	-6,32	1,20	1,30	8,82	1,53	1,57	2,50
30,66	1,27	1,31	3,48	1,45	1,73	18,98	1,88	2,08	10,45

Таблиця 4.1 показує, що в середньому розрахункові значення осьової деформації відрізняються від фактичних значень (за модулем) на 2,67 - 5,64% для одного підшипника та 2,50 - 10,17% для пари підшипників.

Результати перевірконого розрахунку осьової деформації підшипників за існуючою методикою [4,20] представлені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати перевірконого розрахунку деформацій конічних роликпідшипників за існуючою методикою

P _a , кН	7208			7210A			7512		
	λ_{ϕ} , мм	λ_{p} , мм	Δ , %	λ_{ϕ} , мм	λ_{p} , мм	Δ , %	λ_{ϕ} , мм	λ_{p} , мм	Δ , %
Нові підшипники									
0	0	0	-	0	0	-	0	0	-
10,22	0,43	0,16	-72,79	0,59	0,15	-76,08	0,61	0,13	-76,49
20,44	0,65	0,30	-63,50	0,82	0,27	-68,68	0,87	0,24	-70,27
30,66	0,82	0,43	-57,01	1,00	0,39	-63,60	1,08	0,35	-66,39
Підшипник після експлуатації									
0	0	0	-	0	0	-	0	0	-
10,22	0,49	0,16	-75,53	0,65	0,15	-78,89	0,70	0,13	-79,75
20,44	0,71	0,30	-67,82	0,93	0,27	-72,27	0,99	0,24	-73,52
30,66	0,85	0,43	-62,23	1,14	0,39	-67,87	1,23	0,35	-69,56

У таблицях негативні значення похибки обчислень Δ свідчать про заниженому розрахунковому значенні деформації підшипників.

Таблиця 4.2 показує, що у середньому розрахункові значення осьової деформації підшипників сильно занижені проти фактичними значеннями. Похибка обчислень осьової деформації за існуючою методикою в середньому склала (за модулем) 65,51 - 71,70% для нового підшипника та 69,44 - 74,76% для підшипника, що був в експлуатації. Таким чином, похибка обчислень осьової деформації підшипників за існуючою методикою значно вища за похибку при розрахунку за залежністю (4.5). Крім того, існуюча розрахункова формула дозволяє обчислити деформацію лише одного підшипника у вузлі, а для розрахунку по ній деформації пари підшипників необхідно подвоювати результат, що, згідно з експериментальними даними, призводить до значної похибки обчислень.

Виходячи з вищесказаного, можемо зробити висновок, що залежність (4.5) дає більш точний результат при обчисленні осьової деформації конічних роликотпідшипників у порівнянні з існуючою залежністю, отже, її можна використовувати при практичних розрахунках осьової деформації підшипників.

4.3 Опис пропонованої технології складання підшипникових вузлів

Існуючі в даний час способи складання та регулювання підшипникових вузлів, що збираються з попереднім осьовим навантаженням підшипників, мають ряд недоліків. Зокрема:

а) існуючі способи не враховують стан встановлюваних у вузол підшипників, тим часом підшипники нові і підшипники вже експлуатувалися і перебувають у хорошому стані при тому самому осьовому зусиллі і частоті обертання валу показують різні значення моменту тертя, а, отже, та ресурс підшипникового вузла після збирання може бути сильно занижений;

б) низька точність вимірювання величини моменту сил опору обертанню кілець підшипників внаслідок застосування вимірювальних

інструментів, що не дозволяють контролювати частоту обертання валу підшипникового вузла;

в) підбір товщини комплекту регулювальних кілець проводиться експериментальним способом, при якому проводиться багаторазове розбирання та складання підшипникового вузла з подальшим вимірюванням величини моменту сил опору обертання кілець підшипників, що призводить до збільшення загальної трудомісткості складальних робіт;

г) за відсутності у вузлі регулювальних кілець, зусилля затягування гайки визначається за довідником, при цьому неможливо визначити, який момент сил опору обертанню матиме вузол [20].

Для усунення описаних недоліків існуючих способів складання на кафедрі агроінженерії та технічного сервісу імені професора Олександра Семковича розроблена та запропонована вдосконалена технологія складання підшипникових вузлів, що дозволяє до виконання складальних операцій розрахунковим способом визначити ряд параметрів підшипникового вузла, таких як еквівалентний сил осьове зусилля у вузлі, товщина пакета регулювальних кілець, частота обертання кілець підшипників при вимірі моменту тертя.

Схема вдосконаленої технології складання підшипникових вузлів представлена на рисунку 4.5.

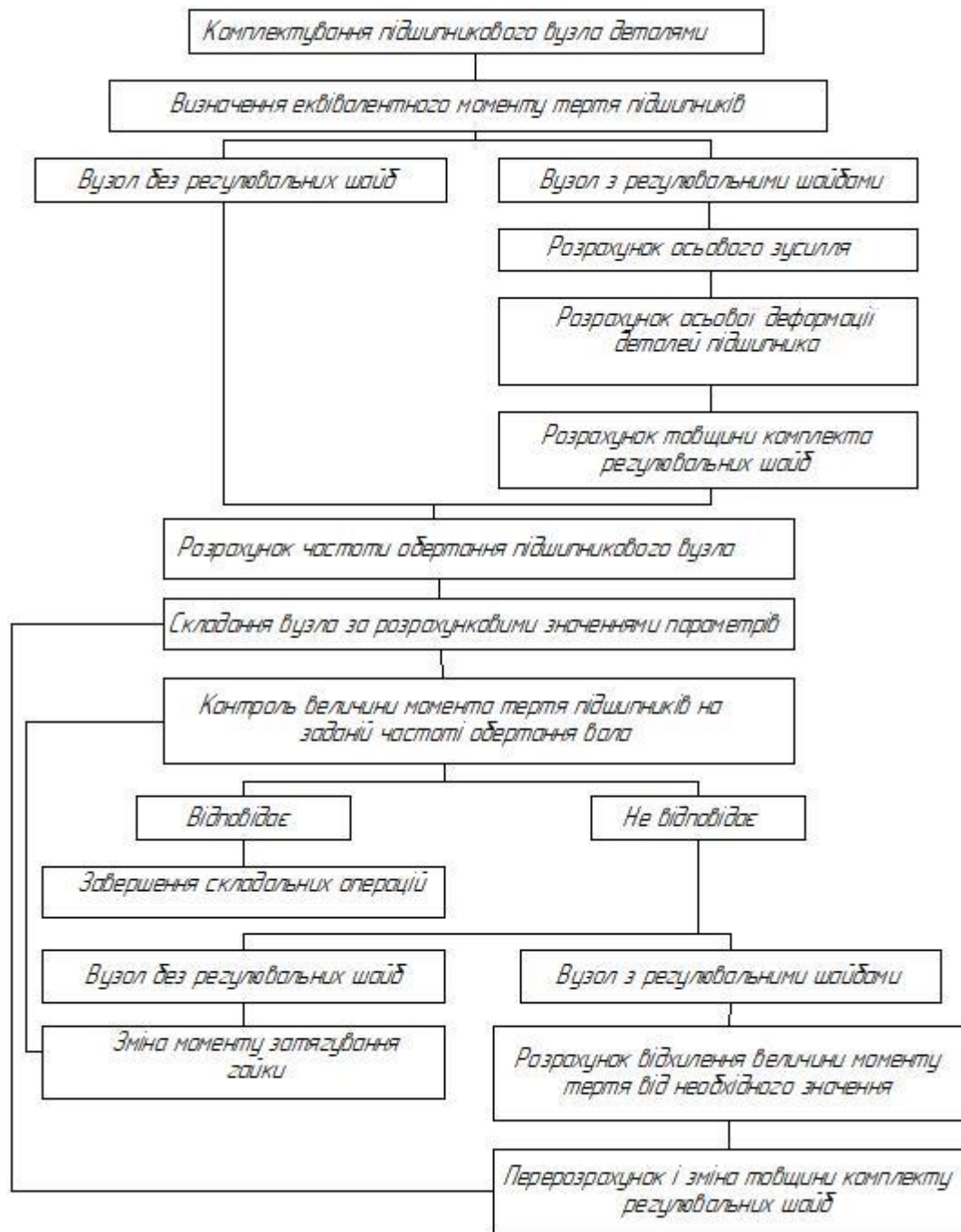


Рисунок 4.5 – Удосконалена технологія збирання підшипникових вузлів з попереднім осьовим навантаженням підшипників

Дана технологія збирання дозволяє:

- а) скоротити сумарну трудомісткість робіт на стадії регулювання підшипників і в цілому при складанні вузла в порівнянні з існуючими способами за рахунок визначення ряду параметрів підшипникового вузла

розрахунковим способом і тим самим скорочення числа розбирань і збірок при регулюванні;

б) підвищити точність вимірювання величини моменту сил опору обертанню кілець підшипників у вузлі за рахунок використання розробленого приладу;

в) підвищити довговічність роботи вузла внаслідок обліку стану підшипників, що встановлюються в нього, і підвищення точності їх регулювання.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1. Положення охорони праці на ремонтних підприємствах

Охорона праці досліджує трудовий процес з позиції забезпечення життя та здоров'я працівників. Основні принципи державної політики в галузі охорони праці ґрунтуються на забезпеченні координації діяльності державних органів, установ, організацій та громадських об'єднань, що вирішують різні проблеми охорони праці, гігієни та безпеки праці, а також співробітництва і проведення консультацій між власниками та працівниками, між усіма соціальними групами при прийнятті рішень з охорони праці на місцевому та державному рівнях.

Шкідливі виробничі чинники – це такі, дія яких на працівника за певних умов призводить до захворювання чи зниження працездатності. Залежно від рівня й часу впливу такі чинники можуть стати небезпечними. Це шум, вібрація машин та устаткування, недостатня освітленість, запиленість і загазованість виробничого середовища, надмірне нервово-психічне та нервово-емоційне навантаження що в більшості випадків присутньої в ремонтних майстернях автотракторних бригад, центрах технічного обслуговування та ремонту, станції технічного обслуговування. Дія шкідливих виробничих чинників на людину призводить до такого негативного явища, як професійне захворювання. Для уникнення впливу таких чинників треба починати з конструювання машин і обладнання керуючись загально встановленими нормами та правилами.

Основними вимогами безпеки, що ставляться до конструкцій машин та механізмів, є безпека для здоров'я та життя людей, надійність та зручність експлуатації. [14, 16, 32].

Безпека виробничого оснащення забезпечується:

- вибором безпечних принципів дії, елементів конструкції, конструктивних схем;

- використанням засобів механізації, автоматизації та дистанційного управління;
- використанням у конструкції засобів для захисту працівників;
- дотриманням ергономічних правил;
- включенням вимог безпеки праці в технічну документацію з технічного обслуговування та ремонту, монтажу, експлуатації, транспортування та зберігання устаткування;
- використанням у конструкціях обладнання відповідних матеріалів.

Інструменти, машини, апарати, та інше обладнання, яке застосовується на підприємствах по ремонту устаткування, різні за конструкцією, принципом дії, типом і розмірами. Але існують певні загальні вимоги, дотримання яких дозволяє забезпечити безпеку його використання (ДСТ 12.3.003-74 «ССБТ. Обладнання виробниче. Загальні вимоги безпеки».)

Вимоги до основних елементів конструкцій:

1. Матеріали, які застосовуються в конструкції обладнання, не повинні бути шкідливими і небезпечними.
2. Інструменти та обладнання повинні бути облаштовані необхідними технічними засобами безпеки.
3. Рухомі частини обладнання, що становлять небезпеку, повинні бути огорожені чи устатковані засобами захисту. Винятком є елементи огороження, котрих не допускається їхнім функціональним призначенням. У цьому випадку варто передбачати спеціальні заходи захисту.
4. Обладнання не повинно бути джерелом виділення в робочу зону виробничих приміщень шкідливих речовин вище гранично допустимих рівнів (концентрацій), великих кількостей теплоти і вологи.
5. Конструкція оснащення повинна забезпечувати виключення або зниження до регламентованих значень рівнів ультразвуку, шуму, інфразвуку та вібрацій.

6. Частини устаткування, з якими може контактувати людина, не повинні мати гострих країв, кутів, нерівних, легкозаймистих поверхонь.

7. Вхідні в конструкцію обладнання робочі місця та їх елементи повинні забезпечувати зручність і безпеку роботи. За необхідності пересування працівника під час обслуговування обладнання, воно має бути обладнане безпечними проходами, сідцями, майданчиками, переходами, поручнями та ін.

8. Конструкція устаткування повинна забезпечувати захист людини від ураження електричним струмом;

Органи керування обладнанням повинні відповідати таким основним вимогам:

- мати форму, розміри і поверхню, зручні і безпечні для роботи;
- бути розташованими в робочій зоні;
- розміщуватися з урахуванням необхідних для їхнього переміщення зусиль, що не перевищують встановлених стандартами.

Відповідати послідовності та частоті використання;

- виключати можливість мимовільного і самовільного вмикання і вимикання обладнання.

Окрім вище сказаного слід зазначити, що робота в майстернях по ремонту є вельми небезпечною. Часто інструмент, який здавався повністю справним, не витримує більшого навантаження та руйнується піддаючи руки робітника травмуванню.

5.2. Моделювання процесів виникнення аварій і травм

Для моделювання виникнення аварій і травм при роботі із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів застосуємо метод логічного моделювання процесів формування виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідків.

Побудуємо логіко-імітаційну модель травм при роботі із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів (рисунок 5.1).

Під час роботи із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів найнебезпечнішим явищем є ураження електричним струмом. Приймаючи подію «ураження» як головну і зв'язуючи цю подію шляхом логічного аналізу з наступною подією, що обумовлює її виникнення за допомогою логічних операторів "І", "АБО" та інших, приходимо до кінцевих подій, з яких і починає формуватися головна подія: «ураження». За своєю формою така модель нагадує крону дерева, тому вона і одержала назву «дерево відмов і помилок». Кінцеві події називають базовими.

Як правило, побудова моделі починається з головної події - ураження електричним струмом, а наступні розміщують зверху вниз, аж до базових подій (рис. 5.1.). Кожен блок рисунка позначений відповідним номером, що означає подію (у загальному вигляді) або окремий етап побудови моделі:

- відмова (травма) системи - головна подія;
- послідовність подій, що призводять до відмови системи;
- послідовність подій зображується за допомогою логічних операторів "І", "АБО" та інших;
- прямокутник - подія, що виникає як результат дії символа-оператора;
- базові події зображають у вигляді кружечків із написами в середині, вони є межею аналізу побудованої моделі ("дерева помилок");
- ромб - нерозкрита подія (подія, яка вимагає проведення відповідних досліджень).

Головною подією є ураження електричним струмом під номером 13, вона виникає внаслідок події номер 11 - пробивання на корпус і внаслідок нерозкритої події номер 12 - до установки в цей момент торкався робітник.

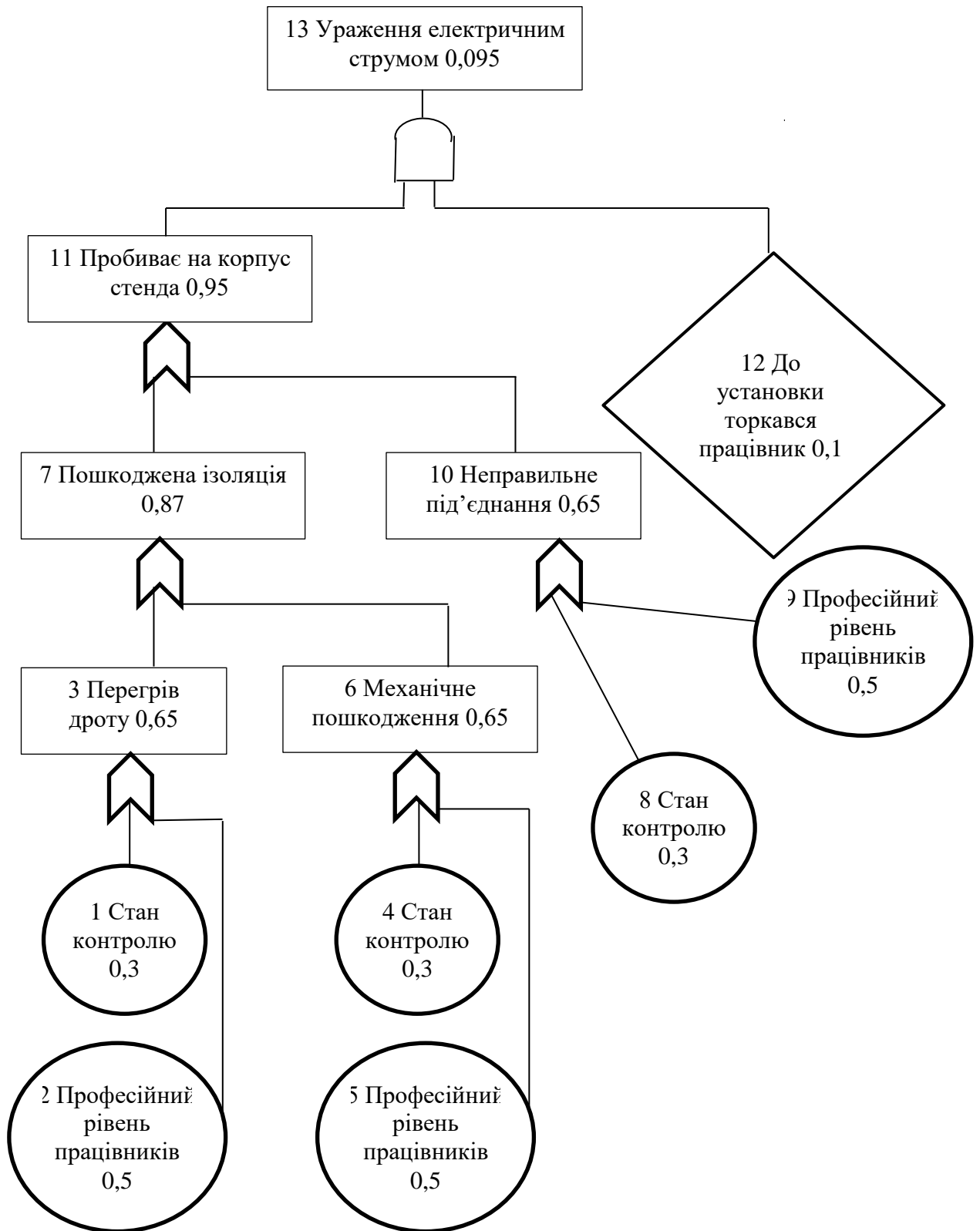


Рисунок 5.1 – Логіко – імітаційна модель процесу виникнення травми у працюючого під час роботи із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів: 1,2,3...,12,13 – номери подій; 0,3; 0,5... - ймовірності подій. Контроль за станом ізоляції силового дроту, базова подія 2 – «професійний рівень» - це неправильний розрахунок

діаметру дроту під час конструювання установки. Базова подія 4 – «стан контролю» для події 6 – «механічне пошкодження» це контроль за станом ізоляції силового дроту, базова подія 5 - для події 6 це буде професійність проведених робіт в зоні силового кабелю і можливість його пошкодити. Базова подія 8 – «стан контролю» для події 10 – «неправильне під'єднання» це контроль за станом установки (ЩТО), базова подія 9 «професійний рівень» для події 10 - не проведення правильного включення установки працівником.

Подія 11 пробивання на корпус установки виникає через подію номер 7 - пошкоджена ізоляція, або подію номер 10 - неправильне під'єднання установки до мережі. Подія номер 7 - пошкоджена ізоляція виникає внаслідок події номер 3 - перегрів дроту, або події номер 6 - механічне пошкодження. Подія номер 10 - неправильне під'єднання до мережі виникає внаслідок базової події номер 8 - стан контролю, або базової події номер 9 - професійний рівень робітників. Подія номер 3 - перегрів дроту виникає внаслідок базової події номер 1 - стан контролю, або базової події номер 2 - професійний рівень робітників. Подія номер 6 - механічне пошкодження виникає внаслідок події номер 4 - стан контролю, або базової події номер 5 - професійний рівень працівників 15.

5.3. Оцінка рівня безпеки виникнення аварій і травм

Методикою оцінки рівня безпеки робочих місць, машин, виробничих процесів та окремих виробництв передбачено пошук об'єктивного критерію (показника) рівня безпеки для конкретного об'єкта. Таким показником вибрана ймовірність виникнення аварій або травм залежно від досліджуваного явища [14, 16, 32].

Для оцінки рівня безпеки установки для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів можна застосувати метод

обчислення ймовірності виникнення будь-якого випадкового явища, який широко застосовують в закордонній інженерній практиці.

Ймовірність базових подій визначаємо за даними виробництва. Наприклад, базова подія «стан контролю з охорони праці». Для визначення ймовірності ми повинні встановити, наскільки (%) від ідеального рівня здійснюється відповідний контроль на об'єкті. Якщо приймемо, що такий рівень контролю становить 30 %, то ймовірність відповідно дорівнює 0,3. При відсутності контролю ймовірність «не здійснення контролю» становитиме 1, якщо контроль ідеальний, то ймовірність дорівнює 0.

Для базових подій 1; 4; 8 «стан контролю» ймовірність приймаємо 0,3, для базових подій 2; 5; 9 «професійний рівень» ймовірність приймаємо 0,5.

На цьому можна вважати, що дана модель (рис. 5.1.) підготовлена до математичної обробки. Для виконання математичних обчислень ймовірностей випадкових подій логіко-імітаційної моделі застосовують формули.

Для проведення обчислень ймовірності травми використовуємо логіко-імітаційну модель процесу її формування.

1. Ймовірність події P_3 :

$$P_3 = P_1 + P_2 - P_1 \cdot P_2, \quad (5.1)$$

Умовно приймаємо, що ймовірність базових подій $P_1 = 0,3$, а $P_2 = 0,5$.

Підставивши дані ймовірностей базових подій, одержимо:

$$P_3 = 0,3 + 0,5 - 0,3 \cdot 0,5 = 0,65$$

Слід зауважити, що обчислення ймовірностей випадкових подій проводяться відповідно до положень Булевої алгебри.

Подібно обчислюємо ймовірність інших подій залежно від їх номера.

$$P_6 = P_4 + P_5 - P_4 \cdot P_5 = 0,65; \quad (5.2)$$

$$P_7 = P_3 + P_6 - P_3 \cdot P_6 = 0,87; \quad (5.3)$$

$$P_{10} = P_8 + P_9 - P_8 \cdot P_9 = 0,65; \quad (5.4)$$

$$P_{11} = P_7 + P_{10} - P_7 \cdot P_{10} = 0,95; \quad (6.5)$$

$$P_{13} = P_{11} \cdot P_{12} = 0,095. \quad (5.6)$$

Таким чином, на робочому місці під час роботи установки для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів при наявності тих недоліків з охорони праці, які відображені у базових подіях на 100 таких місць, можна очікувати 9,5 травми. Звичайно це значення заокруглюємо до цілого числа так як кожна травма це є одне ціле і відповідно отримаємо 10 травм з базових подій охорони праці на 100 робочих місць.

На даному робочому місці можуть бути й інші недоліки, які призведуть до травми з інших причин. Але складовими причинами іншої травми також можуть бути такі недоліки, як не ефективний контроль чи низький професійний рівень знань працюючих. Тоді треба побудувати значно складнішу модель і відповідно під час обчислення цієї моделі з врахуванням всіх факторів отримаємо результат.

5.4. Безпека в надзвичайних ситуаціях

Для запобігання виникненню пожеж кожен працівник зобов'язаний суворо дотримуватись встановлених правил щодо їх попередження як у побуті, так і на підприємствах та в інших місцях.

На об'єктах народного господарства, встановлюється протипожежний режим і розробляються інструкції як для всього об'єкта, так і для окремих цехів, дільниць, бригад. Потрібно знати, що для гасіння вогню не завжди можна користуватися водою. Не можна направляти водяний струмінь на електропровід, що горить, або на електрообладнання, бо людину може вразити струм, оскільки вода є провідником. Ефективним засобом гасіння загорянь є вогнегасник.

У задимлене приміщення слід заходити обов'язково удвох. Йти, тримаючись за стіни, щоб не втратити орієнтир. Працювати в ізольованих або фільтрувальних протигазах, але з гопкалітовим патроном. Двері в палаюче приміщення відкривати обережно і користуватися ними як прикриттям. Людей із задимленого, палаючого приміщення вивести назовні, попередньо накинувши їм на голову вологу тканину або одяг.

В разі виникнення виробничої аварії начальник цивільної оборони об'єкта терміново організовує оповіщення керівництва і всіх працівників підприємства про небезпеку. Якщо трапилося витікання СДОР, то оповіщається також населення, яке мешкає поблизу об'єкта і в напрямі об'єкта і в напрямі можливого поширення отруйних газів. Населення повинно слухати повідомлення штабу ЦО і діяти за його вказівкою. Організовується розвідка, котра встановлює місце аварії, вид СДОР, ступінь зараження території та повітря, стан людей у зоні зараження, кордони зон забруднення, напрям і швидкість вітру в приземному шарі, напрям поширення зараженого повітря. Уражених після надання їм допомоги доставляють у незаражений район, а в разі необхідності — до лікувального закладу.

Дії населення під час радіоактивного забруднення місцевості. Радіоактивне зараженою може виявитися місцевість не тільки після ядерного вибуху, а й внаслідок аварії на атомній електростанції, на інших об'єктах, що виробляють або використовують розщеплені матеріали. Характерна особливість радіоактивного зараження місцевості після ядерного вибуху — швидкий спад рівнів радіації через безперервний розпад радіоактивних речовин. Так, через 7 годин після вибуху рівень радіації на місцевості зменшується у 10 разів, через добу — приблизно у 40 разів, через 49 годин — у 100 разів. У тих населених пунктах і районах, де виявлено радіоактивне зараження, мешканці повинні надягнути респіратори, протипилові тканинні маски, ватно-марлеві пов'язки або протигази. Взяти документи, запас їжі і води, медикаменти, предмети першої необхідності й піти до захисної споруди.

Із службових приміщень і житлових будинків треба виходити швидко, не заважаючи іншим. Виведення населення у безпечні місця проводиться організовано, з урахуванням обстановки.

Під час землетрусу не можна залишатися поблизу об'єктів, що мають легкозаймисті і сильнодіючі отруйні речовини, на мостах і шляхопроводах. Якщо сильні підземні поштовхи застали вас на вулиці, слід якнайдалі відійти

від будинків. Не можна триматися за високі стовпи і паркани, ховатись на нижніх поверхах та в підвальних приміщеннях будинків. Усі транспортні засоби зупиняються. Пасажири залишають їх і відходять на безпечну відстань. Особливу організованість варто проявити, виходячи з вокзалів, театрів, магазинів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Під час виконання кваліфікаційної роботи одержано такі кінцеві висновки та практичні результати:

1. Встановлено, що в перші години роботи підшипникового вузла (період підробітку робочих поверхонь підшипників) зниження моменту сил опору обертання кілець підшипників становить 69 - 83% від початкового значення, що викликано зниженням коефіцієнта тертя між пов'язаними робочими поверхнями деталей підшипників внаслідок їх приробітку. При цьому осьове зусилля стиснення підшипників зменшується лише на 15 - 28 %, що викликано зменшенням натягу між сполученими робочими поверхнями деталей підшипників також внаслідок змінання мікронерівностей їх поверхонь. Таким чином, в процесі роботи підшипникового вузла зусилля попереднього осьового навантаження підшипників залишається значним і істотно впливає на підшипники.

2. Запропоновано вдосконалену методику розрахунку підшипникових вузлів на контактну довговічність, що враховує зусилля попереднього осьового навантаження підшипників при розрахунку еквівалентних навантажень.

3. Запропоновано математичну модель залежності пружної деформації деталей конічних роликотпідшипників від осьового зусилля в підшипниковому вузлі з похибкою обчислень у межах 2,67 – 5,64 % для одного підшипника та 2,50 – 10,17 % для пари однорозмірних підшипників.

4. Величина осьової деформації пари підшипників одного номера лише на 34 - 67% перевищує величину осьової деформації одного підшипника цього ж номера за рівного осьового зусилля. Пункт «б» можна пояснити так. Якщо прийняти, що кільця і тіла кочення нових і підшипників, що були в експлуатації, виготовлені з одного і того ж матеріалу, то і пружні деформації, що виникають під впливом рівного осьового зусилля в обох випадках повинні бути однаковими..

5. Розроблено вдосконалену технологію складання підшипникових вузлів з попереднім осьовим навантаженням підшипників, що дозволяє скоротити кількість перебірок підшипникового вузла при підборі товщини пакета регулювальних кілець з 5-8 до 2-3.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Chukhrai V., Rys V. Pullers with operated pinchers. *MOTROL Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 19, No.1. P. 25–29.
2. Rys V. Substantiation of parameters of the bearer remover. *TEKA Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 17, No. 4. P. 45–50.
3. Автомобілі КрАЗ. <https://www.autokraz.com.ua/index.php/uk/produksiya/automobile/civil> (дата звернення: 8.10.2023).
4. Барський В. М. Забезпечення технологічності і параметрів експлуатації з'єднань з натягом: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харків, 1997. 23 с.
5. Біліченко В.В. Матеріали для сервісу та ремонту автомобілів: навчальний посібник [Електронний ресурс]. URL: https://web.posibnyky.vntu.edu.ua/fmbt/bilichenko_servis_ta_remont_avto/index.html#
6. Білоконь Я.Ю. Трактори і автомобілі: Підр. для вищ. агр. закл. освіти II-IV рівнів акредитації за напрямом "Агрономія" / Я.Ю. Білоконь, А.І. Окоча. – Київ: Урожай, 2002. – 324с.
7. Білоконь Я.Ю., Окоча А.І. «Трактори і автомобілі» Київ. Урожай 2002р.; с.8,11-12.
8. Білуха М. Т. Методологія наукових досліджень: Підручник. Київ: АБУ, 2002. 480 с.
9. Будова автомобіля і трактора. Частина 3. (Трансмісія, механізми керування, ходова частина). Посібник до лабораторних робіт: для студентів технологічного факультету / Укл. Люлька В.С., Коньок М.М., Перинський Ю.Є., Бивалькевич Л.М. – Чернігів: ЧНПУ, 2015. – 108 с.
10. Вантажівки MAN. <https://man-ag.com.ua/uk/main/truck/> (дата звернення: 8.10.2023).

11. Вантажні автомобілі, нові моделі – Київ. <https://vidi.ua/ua/new-truck/all/?page=2> (дата звернення: 18.10.2023).
12. Гайдамака А. В. Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення: навч. посіб. Харків: НТУ «ХП», 2009. 248 с.
13. Діагностика і технологія ремонту автомобілів: підруч. / В. М. Коваленко, В. К. Щуріхін. — Київ : Літера ЛТД, 2017. — 224 с.
14. Запорожець О.І., Протоєрейський О.С., Франчук Г.М., Боровик І.М. Основи охорони праці. Підручник. Київ: центр учбової літератури. 2009. 264 с.
15. Захарчук О.В. Основи технології виробництва та ремонту автомобілів : навч. посіб. для студ. вищих навч. закладів / Олег Вікторович Захарчук. – Луцьк : ІВВ Луцького НТУ, 2017. – 140 с.
16. Катренко Л.А. Кіт Ю.В., Пістун І.П. Охорона праці. Курс лекцій, практикум: навч. посіб. Суми: Університетська книга, 2009. 240 с.
17. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. Київ : Либідь, 2018. 400 с.
18. Класифікація вантажних автомобілів <https://dolphincargo.com.ua/ua/klasifikaciya-vantazhnix-avtomobiliv/> (дата звернення: 28.10.2023).
19. Костів Б.І. Експлуатація автомобільного транспорту: Підручник. – Львів: Світ, 2004. – 496с.
20. Кутовий Л. В., Зінченко Т. П., Овчаренко В. А. Конспект лекцій з дисципліни «Опір матеріалів» (для студентів всіх механічних спеціальностей денної і заочної форм навчання). Краматорськ: ДДМА, 2007. Ч. 1. 196 с.
21. Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Технологія : підручник / Лудченко О.А. – Київ : Вища школа, – 2007. – 527 с.
22. Ремонт автомобілів: Навчальний посібник/ Упор. В.Я. Чабанний. - Кіровоград: Кіровоградська районна друкарня, 2007. - 720 с
23. Рис В. І. Дослідження впливу величини натягу в sprzęженні кільця підшипника з валами на зміну радіального зазору в підшипнику. *Актуальні*

проблеми та наукові звершення молоді на початку III тисячоліття: матеріали I Всеукр. конф. студентів, магістрів, аспірантів і докторантів (м. Луганськ, 22 трав. 2008 р.). Луганськ, 2008. Ч. 1. С. 233–235.

24. Рис В. І. Коректування зазору в підшипниках шляхом зміни величини натягу в спряженні кільця підшипника з валом. *Матеріали Всеукраїнської наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені І. Пулюя (м. Тернопіль, 13-14 трав. 2009 р.). Тернопіль, 2009. С. 87–88.*

25. Рис В. Обґрунтування площі контакту захоплювача знімача з кільцем підшипника. *14-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: матеріали симп. (м. Львів, 23-24 трав. 2019 р.). Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2019. С. 90.*

26. Сирота В. І., Сахно В.П. Автомобілі. Основи конструкції, теорія: Навчальний посібник. – 2 – ге видання, виправлене та доповнене. – К.: Арістей, 2008.–288с.

27. Спосіб відновлення підшипників кочення: пат. України на корисну модель № 46250, В23Р 9/00. № u200907166; заяв. 09.07.09; опубл. 10.12.09, Бюл. № 23.

28. Сукач О.М., Миронюк О.С., Паславський Р.І. Шевчук В.В. Методичні рекомендації до виконання дипломних проєктів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти для студентів факультету механіки, енергетики та інформаційних технологій за спеціальністю 274 "Автомобільний транспорт". Львів. ЛНУП. 2023. 50 с.

29. Теорія ймовірностей, математична статистика та імовірнісні процеси: навч. посіб. / Ю. М. Слюсарчук, Й. Я. Хром'як, Л. Л. Джавала, В. М. Цимбал; М-во освіти і науки України, Нац. ун-т «Львів. політехніка». — Львів: Вид-во Львів. політехніки, 2015. — 364 с. : іл. — Бібліогр.: с. 351

30. Типи і види вантажних автомобілів.

<https://specmash.org.ua/article/tipi-i-vidi-vantazhnih-avtomobiliv>

(дата

звернення: 8.08.2023).

31. Типи та види вантажних автомобілів. <https://www.soloviy-trans.com.ua/dlia-zamovnykiv/chy-znaiete-vy/typy-ta-vydy-vantazhnykh-avtomobiliv> (дата звернення: 28.10.2023).

32. Ткачук К.Н., Халімовський М.О., Зачарний В.В. та ін. Основи охорони праці: Підручник. Київ: Основа, 2003. 472 с.

33. Черновол М.І., Чабанний В.Я. та ін. Технічна експлуатація автомобілів: Лабораторний практикум. – Кіровоград: РВП КНТУ, 2007. – 125 с.

34. Чухрай В. Є., Кулинич І. Я, Рис В. І., Блауцяк О. І. Технологічні аспекти процесів розбирання та складання машин під час їх ремонту. *Науково-практичні аспекти кормовиробництва та ефективного використання кормів*: матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. (м. Львів, 15 верес. 2003 р.). Львів, 2003. С. 439–445.

35. Чухрай В. Є., Рис В. І. Вплив геометричних параметрів деталей підшипникових вузлів на режими процесів розбирання та складання. *Крамаровські читання: VIII Міжнар. наук.-техн. онлайн-конф. з нагоди 114-ї річниці від дня народження д-ра техн. наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Володимира Савовича Крамарова (1906–1987)*. Київ, 2021. С. 79–82.

36. Чухрай В. Є., Рис В. І. Дослідження впливу величини натягу в спряженні кілець підшипників з валами на зміну радіального і осьового зазору в підшипнику. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2007. № 11. С. 184–190.

37. Чухрай В. Є., Рис В. І. Обґрунтування параметрів обладнання для заміни підшипників вантажних автомобілів. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2003. № 7. С. 236–246.

38. Чухрай В. Є., Рис В. І. Обґрунтування параметрів обладнання для заміни підшипників вантажних автомобілів. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2003. №7. С. 236–246.

39. Чухрай В. Є., Рис В. І., Ніщенко І. О. Визначення впливу геометричних параметрів деталей підшипникових вузлів на режими процесів розбирання та складання. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2005. № 9. С. 364–371.

40. Чухрай В., Рис В. Аналіз обладнання для розбирання підшипникових вузлів. *Вісник Львівського державного аграрного університету: Агроінженерні дослідження*. 2004. № 8. С. 348–357.