

**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО  
ТРАНСПОРТУ**

**Мартинов Ігор Ернстович**

УДК 629.4.027.11.001.24

**РОЗВИТОК МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ТА ВИПРОБУВАНЬ  
БУКСОВИХ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ ВАНТАЖНИХ  
ВАГОНІВ З УРАХУВАННЯМ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЇХ  
ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Харків – 2009

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Українській державній академії залізничного транспорту Міністерства транспорту та зв'язку України

Науковий консультант доктор технічних наук, професор  
Тартаковський Едуард Давидович,  
Українська державна академія залізничного  
транспорту, кафедра Експлуатація та ремонт  
рухомого складу, завідувач кафедри

Офіційні опоненти доктор технічних наук, професор  
Кельрих Мусій Борисович, Державний  
економіко-технологічний університет транспорту,  
кафедра Вагони, завідувач кафедри

доктор технічних наук, професор  
Савчук Орест Макарович,  
Дніпропетровський національний університет  
залізничного транспорту ім. Ак. Лазаряна,  
кафедри Вагони, професор

доктор технічних наук, професор  
Головінов Геннадій Георгійович, Академія митної  
служби України, кафедра Транспортні системи та  
технології, завідувач кафедри

Захист відбудеться "29" жовтня 2009 року о 11-00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.820.04 Української державної академії залізничного транспорту за адресою: 61050, м. Харків, майдан Фейсрбаха, 7, УкрДАЗТ.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Української державної академії залізничного транспорту, 61050, м. Харків, майдан Фейсрбаха, 7.

Автореферат розісланий “ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2009 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради

Прохорченко А. В.

### **Актуальність теми дисертації**

Залізничний транспорт України є складною системою технологічних підрозділів і транспортних засобів, які повинні забезпечити перевезення вантажів із максимально допустимою швидкістю та мінімальною собівартістю за умови забезпечення безпеки руху. Відмова елементів конструкції вагона, яка призводить до відчеплення вагона від поїзда під час руху, створює не лише загрозу безпеці руху, але спричиняє затримку вантажів у дорозі, зумовлюючи суттєві збитки залізничного транспорту.

Безупинна експлуатація вантажних вагонів при високих швидкостях руху та збільшених пробігах багато в чому залежить від надійної роботи буксових підшипникових вузлів. За період з 1995 р. питома вага транспортних подій (відчеплення вагона через технічні несправності на шляху прямування), викликаних відмовами буксових підшипникових вузлів, збільшилась з 40 до 50 %. Переважна більшість цих випадків пов'язана з відмовами циліндричних роликів підшипників.

Відмови буксових вузлів, що не виявлені своєчасно, можуть привести до зламів шийки осі, спричинивши тим самим серйозний інцидент або аварію з тяжкими наслідками. Так, за період 1995-2007 рр. трапилося 30 випадків зламу шийки осі вантажних вагонів.

Проектування буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів здійснюється конструкторами багато в чому інтуїтивно, за допомогою емпіричних залежностей і накопиченого досвіду. Методи розрахунку довговічності елементів підшипникових вузлів, що закладено в нормативну документацію, недосконалі. Вони не враховують низку діючих експлуатаційних навантажень і не дають можливості на етапі проектування визначати довговічність найважливіших елементів букс – роликів підшипників.

Перспективи створення сучасних конкурентоспроможних вантажних вагонів вимагають не лише підвищення конструкційних швидкостей та збільшення навантаження на вісь, але і забезпечення пробігу до 1 млн км без проведення ремонту. Це неможливо за умови використання в буксах циліндричних роликів підшипників.

Тому тема дисертації, що спрямована на підвищення працездатності буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів, є актуальною і вирішує важливу наукову проблему.

### **Зв'язок з науковими програмами**

Дисертаційна робота виконана згідно з "Комплексною програмою оновлення залізничного рухомого складу України на 2008-2020 роки" (затверджена Наказом Міністра транспорту та зв'язку України від 14 жовтня 2008 р. № 1259), науково-дослідними роботами "Розробка технічної документації для комплексної модернізації піввагонів з використанням конічних дворядних підшипників та адаптерів (ДР 0106U005666), "Проведення експлуатаційних випробувань буксових вузлів з дослідними конічними підшипниками" (ДР 0104U008793), "Розробка ДСТУ "Підшипники вагонні дворядні касетного

типу. Загальні технічні вимоги" (ДР 0105U008448), "Участь у проведенні порівняльних випробувань мастил виробництва ВАТ "АЗМОЛ" в буксових роликівих вузлах вантажних вагонів" (ДР 0104U008792), "Проведення науково-дослідних робіт на розробку конічного підшипника і виготовлення дослідного зразка" №671.98-ЦТех від 14.10.98, "Інструкція з технічного обслуговування букс, обладнаних касетними конічними підшипниками" (ДР 0106U008975), "Проведення порівняльних експлуатаційних випробувань циліндричних роликівих підшипників виробництва фірми "FAG" в буксах вантажних вагонів" (ДР 0104U008794).

### **Мета та задачі дослідження**

Метою даної дисертаційної роботи є розвиток методів розрахунків та випробувань буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з урахуванням особливостей їх експлуатації.

Поставлена мета визначила такі основні завдання досліджень:

- розглянути еволюцію конструкційних схем буксових підшипникових вузлів рухомого складу, що використовуються в різних країнах світу, визначити їх переваги і недоліки;
- запропонувати обґрунтування процедури розв'язання науково-прикладної проблеми розвитку методів розрахунку та випробувань буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з урахуванням особливостей експлуатації та діючих експлуатаційних навантажень;
- виконати дослідження технічного стану буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з циліндричними підшипниками, визначити недоліки існуючої схеми передачі навантаження;
- розробити тривимірну модель буксового підшипникового вузла вантажного вагона з дворядним конічним підшипником;
- виконати аналіз напружено-деформованого стану елементів буксового підшипникового вузла вантажного вагона та дослідити розподілення навантажень між роликами у буксовому дворядному конічному підшипнику;
- науково обґрунтувати методи та виконати дослідження моменту опору обертанню і температурного режиму буксових підшипників;
- удосконалити методи і моделі для визначення показників динаміки вантажних вагонів, обладнаних буксовими підшипниковими вузлами з дворядними конічними підшипниками, за результатами динамічних випробувань;
- запропонувати науковий підхід до визначення показників довговічності буксових підшипників на стадії проектування;
- удосконалити науковий підхід для оцінки показників надійності буксових підшипникових вузлів за результатами експлуатаційних випробувань з урахуванням режиму експлуатації;
- провести експлуатаційні випробування вагонів, обладнаних дослідними буксовими вузлами для визначення фактичних показників надійності;
- науково обґрунтувати ефективність впровадження касетних конічних підшипників на рухомому складі.

*Об'єкт дослідження:* підвищення працездатності буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів.

*Предмет дослідження:* буксовий підшипниковий вузол вантажних вагонів.

*Методи дослідження:* Поставлені в дисертації мета і задачі дослідження вирішувалися за допомогою методів теорії ймовірностей, теорії пружності, теорії надійності та математичному аналізу, теорії інформації та системному підході, чисельних методах розрахунку на ЕОМ та ітераційних методах. При створенні розрахункових моделей підшипникових вузлів використовувалися методи механіки твердого тіла. При розробці концепції та при проектуванні буксових підшипникових вузлів ходових частин вантажних вагонів використовувався системний підхід. При проведенні ходових динамічних та стендових випробувань використовувались методи тензометрії з наступною обробкою результатів методами математичної статистики. Достовірність отриманих результатів визначається зіставленням результатів теоретичного і практичного використання розроблених методів і моделей, оскільки різниця результатів не перевищувала 5 %. Достовірність результатів проведених ходових динамічних та стендових випробувань підтверджується використанням методів тензометрії та обладнання з похибкою вимірювань не більше 1,5 %.

#### **Наукова новизна одержаних результатів**

Вирішена наукова проблема розвитку методів розрахунку та випробувань буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з урахуванням особливостей їх експлуатації.

*Вперше:*

- запропоновано обґрунтування процедури розв'язання науково-прикладної проблеми розвитку методів розрахунку та випробувань буксових підшипникових вузлів з урахуванням особливостей експлуатації та діючих експлуатаційних навантажень, яка узагальнює визначення параметрів перспективних підшипникових вузлів вантажних вагонів;
- розроблено та досліджено тривимірну модель буксового підшипникового вузла вантажного вагону з використанням дворядного конічного підшипника, на основі якої отримані залежності, які характеризують напружено-деформований стан елементів підшипникового вузла;
- запропоновано метод визначення довговічності буксових підшипників з урахуванням напружено-деформованого стану елементів підшипників, який дає можливість визначати довговічність підшипникових вузлів на стадії проектування.

*Дістали подальшого розвитку:*

- імовірнісні моделі визначення надійності елементів підшипникових вузлів, які відрізняються тим, що враховують як неоднорідність статистичної вибірки, так і вплив на процес виникнення відмов різних за походженням незалежних чинників;
- методи визначення еквівалентних сил, пересувань і напружень, що

виникають в елементах підшипникового вузла з дворядним конічним підшипником шляхом розв'язання об'ємної контактної задачі, особливістю яких є можливість врахувати наявність крайового ефекту біля торців роликів;

- методи дослідження впливу режиму навантаження на буксові підшипники, що дозволили встановити критичні температурні режими підшипникових вузлів;
- методи експериментального оцінювання ходових якостей вантажних вагонів, обладнаних буксовими підшипниковими вузлами з дворядними конічними підшипниками, в результаті чого було визначено критичні швидкісні режими руху в експлуатації;
- методи визначення показників надійності буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів за результатами прискорених випробувань, які на відміну від існуючих дозволяють врахувати вплив режиму експлуатації на завантаженість елементів буксових підшипникових вузлів.

### **Практичне значення одержаних результатів**

Створені на підставі проведених досліджень буксові підшипникові вузли вантажних вагонів знаходяться в експлуатації на залізницях України з 2006 р, що дозволило отримати економічний ефект 3400 грн на рік на кожен вагон робочого парку в цінах 2005 р. За результатами роботи розроблено, затверджено в офіційному порядку та впроваджено на залізницях України нормативно-технічну документацію (наказ 231-Ц від 18.04.07 Державної адміністрації залізничного транспорту України), яка забезпечує процес експлуатації буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з дворядними конічними підшипниками.

Розроблений комплекс моделей для дослідження напружено-деформованого стану елементів підшипникових вузлів та методи оцінки надійності за результатами прискорених експлуатаційних випробувань дозволяють підвищити надійність буксових підшипникових вузлів та збільшити конкурентоспроможність вітчизняних підшипників. В результаті впровадження запропонованих моделей у АТ Харківський підшипниковий завод та у компанії SKF економічний ефект складатиме 924 тис. грн. на 100 вагонів за весь життєвий цикл.

Запропонована модель прогнозування довговічності підшипникових вузлів дозволяють підвищити технічний рівень вантажних вагонів. Впровадження цієї моделі на Крюковському вагонобудівному заводі дозволило збільшити довговічність колісних пар та отримати економічний ефект 652 тис. грн.

Створений комплекс моделей дослідження напружено-деформованого стану буксових підшипникових вузлів використовується у навчальному процесі УкрДАЗТ при вивченні дисциплін "Вагони (конструювання та розрахунки)", "Надійність і технічна діагностика", у дипломному проектуванні, при виконанні науково-дослідних робіт студентів та магістрів, в Інституті підвищення кваліфікації та перепідготовки кадрів при УкрДАЗТ. Практичне впро-

вадження результатів роботи підтверджено відповідними документами та матеріалами, які подані в додатках до дисертаційної роботи.

### **Особистий внесок здобувача**

У роботах, які опубліковані у співавторстві, дисертанту належить:

[11, 30] - розроблення програми і методики випробувань, визначення залежностей, що характеризують тепловий режим буксових підшипників;

[10, 38] - аналіз схеми передачі навантаження в буксовому вузлі з циліндричними підшипниками, обґрунтування доцільності використання дворядних конічних підшипників у буксах вагонів;

[28] - аналіз причин відмов буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з циліндричними підшипниками;

[9, 14, 17, 39] - розроблення моделей та програм розрахунку показників економічної ефективності від використання буксових вузлів з дворядними конічними підшипниками;

[12, 27, 29] - визначення алгоритму випробувань вагонів, які обладнані дослідними підшипниками, аналіз результатів випробувань;

[5, 6, 8] - розроблення програм розрахунку та визначення показників надійності елементів буксових підшипникових вузлів;

[22] - розроблення моделі визначення міцності елементів буксових підшипникових вузлів;

[21, 41] - аналіз результатів експлуатаційних випробувань буксових підшипникових вузлів з дворядними конічними підшипниками.

### **Апробація результатів дисертації**

Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися і отримали схвалення на таких конференціях:

- на 54-71 науково-технічних конференціях кафедр УкрДАЗТ і фахівців залізничного транспорту (Україна, м. Харків, 1992-2009 рр.);

- на I, IV, VII, VIII та IX науково-практичних конференціях "Безпека руху потягів" (Росія, м. Москва, 1999, 2003, 2006, 2007 рр.);

- на X і XI міжнародних конференціях "Проблеми механіки залізничного транспорту" (Україна, м. Дніпропетровськ, 2000, 2004 рр.);

- на міжнародній науково-практичній конференції "Наука в транспортному вимірі" (Україна, м. Київ, 2005 р.);

- на міжнародному науково-технічному семінарі "Перспективи використання дворядних конічних підшипників ТВУ на залізницях України" (Чехія, м. Брно, 2000 р.);

- на міжнародних науково-практичних конференціях "Актуальні проблеми розвитку транспортних систем і будівельного комплексу" (Білорусь, м. Гомель, 2001, 2008 рр.);

- на IV науково-практичній конференції "Ресурсозберігаючі технології на залізничному транспорті" (Росія, м. Москва, 2001 р.);

- V міжнародній науково-технічній конференції "Рухомий склад 21 століття (ідеї, вимоги, проекти)" (Росія, м. Санкт-Петербург, 2005 р.);

- на науково-практичній конференції "Перспективи впровадження технічних засобів безпеки руху поїздів" (Україна, м. Феодосія, 2003 р.);
- на 8-й міжнародній науково-технічній конференції "Розробка, виробництво та застосування мастильних матеріалів та присадок до них" (Україна, м. Бердянськ, 2003 р.);
- на науково-технічній раді Головного управління вагонного господарства Укрзалізниці (Україна, м. Київ, 1998 р.).

Повністю дисертаційна робота доповідалася на:

- міжкафедральному семінарі Української державної академії залізничного транспорту за участю членів спеціалізованої ради (м. Харків, 2008 р.);
- науково-технічній раді Українського науково-дослідного інституту вагонобудування (м. Кременчук, 2009 р.);
- засіданні кафедри Вагони Державного економіко-технологічного університету транспорту (м. Київ, 2009 р.);
- розширеному засіданні факультету Залізничного транспорту Східноукраїнського університету ім. В. Даля (м. Луганськ, 2009 р.).

**Публікації.** Основні результати роботи опубліковані в 41 науковій праці. З них 31 стаття опублікована у виданнях, рекомендованих ВАК України як фахові (зокрема 15 без співавторів), а також у 10 додаткових працях.

**Структура роботи.** Дисертація складається зі вступу, семи розділів, висновків, 7 додатків та списку використаних джерел. Повний обсяг дисертації складає 431 сторінку, зокрема 257 сторінок основного тексту, 86 сторінок додатків, 30 таблиць, 97 рисунків, список використаних джерел з 323 найменувань.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

**У вступі** подана загальна характеристика роботи, доведена її актуальність і зв'язок з науковими програмами і темами, сформульована мета роботи, визначені її наукова новизна та практична цінність.

**У першому розділі** виконано аналіз досліджень щодо визначення характеристик та удосконалення буксових підшипникових вузлів вагонів, оцінці їх надійності та методів розрахунку.

Питанням підвищення надійності вагонних букс, що обладнані підшипниками кочення, завжди приділялось багато уваги провідними фахівцями залізничного транспорту та інших галузей машинобудування. В цьому напрямку фундаментальні дослідження виконувалися і виконуються такими науковими організаціями, як ВНДІЗТ, ПКТЬ ЦВ МШС, ДержНДІВ, ВНДПП. Свій внесок у вивчення проблем підвищення надійності буксових вузлів зробили фахівці МДУ ШС (МІІТ), ДНУЗТ (ДІТ), РосВУШС (ВЗІТ), УкрДАЗТ та ін.

Загальним питанням підвищення надійності виробів машинобудування присвячені фундаментальні дослідження І. О. Ушакова, Д. М. Решетова, М. М. Дмитрієва, В. Є. Канарчука, В. В. Болотіна, Г. В. Дружиніна. Питання впровадження ресурсозберігаючих технологій на залізничному транспорті висвітлені в дослідженнях М. І. Данька, Д. В. Ломотька, Т. В. Буцько та ін. Над



підвищенням надійності рухомого складу залізниць успішно працюють наукові школи, які очолюють Є. П. Блохін, Б. Є. Боднар, О. Л. Голубенко, Ю. В. Дьомін, М. Б. Кельрих, В. М. Котуранов, В. І. Мороз, С. В. Мямлін, Е. Д. Тартаковський, В. І. Сенько та ін. Удосконаленню системи технічного обслуговування рухомого складу присвячені дослідження О. Б. Бабаніна, Г. Г. Басова, М. І. Горбунова, В. І. Могили, А. П. Фалендиша. Результати численних робіт зі збільшення надійності ходових частин рухомого складу викладені в дослідженнях Ю. П. Бороненка, В. М. Бубнова, А. В. Донченка, В. Г. Маслієва, Г. І. Петрова, О. М. Савчука, П. А. Устича, В. Ф. Ушкалова.

Вивченню умов роботи підшипників букс вагонів присвячені роботи Г. О. Амеліної, В. Ф. Девяткова, В. А. Петрова, А. І. Полякова, В. М. Чебаненка, В. В. Абашкіна. Над проблемами удосконалення конструкції елементів роликів букс працювали В. М. Цюренко, К. В. Мотовілов, А. Д. Шавшишвилі. Удосконаленню методів розрахунку довговічності підшипників присвячені роботи М. А. Галахова та М. В. Родзевича. Проблеми створення надійної конструкції поліамідного сепаратора висвітлено в статтях В. Г. Андрієвського, А. В. Гайдамаки, І. М. Егорової та ін.

Проведені дослідження виявили, що буксові підшипникові вузли вантажних вагонів, які обладнані циліндричними роликівими підшипниками, знаходяться у важких умовах комбінованого навантаження, коли на основний елемент буксового вузла (підшипники) одночасно діють радіальні та осьові зусилля. Переважна більшість досліджень була спрямована на підвищення працездатності підшипникового вузла шляхом внесення численних удосконалень в його конструкцію без зміни принципової схеми передачі навантаження на підшипники. Реалізація практично всіх запропонованих технічних рішень зводилася до ускладнення технології виготовлення підшипників (або інших елементів букси). При цьому не було отримано істотних переваг у безвідмовності й довговічності. Перевірка доцільності використання тих або інших технічних рішень відбувалася емпіричним шляхом за допомогою проведення довготривалих стендових або експлуатаційних випробувань. В той же час кожен з дослідників пропонував власну методику проведення випробувань, бо відсутній єдиний методологічний підхід до організації подібних випробувань.

Дослідження напруженого стану елементів підшипникових вузлів (в першу чергу безпосередньо підшипників) виконувалося головним чином за допомогою плоских моделей, які не дозволяли повністю врахувати особливості внутрішньої геометрії підшипника та дослідити об'ємний напружений стан підшипникових вузлів.

Крім того, існуючі методи розрахунку довговічності підшипників недосконалі, бо не враховують низку експлуатаційних навантажень: прогин шийки осі під навантаженням, податливість корпусу букси, перерозподіл навантажень між роликами підшипника під час сумісної дії радіальних та осьових сил та ін. Це не дає можливості на стадії проектування визначати показники надійності буксових підшипників.

На підставі викладеного сформульовано задачі дисертаційної роботи.

У другому розділі на базі аналізу еволюції розвитку конструкцій буксових підшипникових вузлів показано, що після численних випробувань для використання в буксах вантажних вагонів була прийнята конструкція підшипникового вузла з двома циліндричними підшипниками розмірами 130×250 мм на тепловій посадці. Цьому сприяло поєднання високої несучої спроможності циліндричних підшипників при радіальному завантаженні з технологічністю при виготовленні та виконанні монтажних-демонтажних робіт.

За результатами аналізу було запропоновано обґрунтування процедури розв'язання науково-прикладної проблеми розвитку методів розрахунку та випробувань буксових підшипникових вузлів з урахуванням особливостей їх експлуатації та діючих експлуатаційних навантажень, яка узагальнює визначення параметрів перспективних підшипникових вузлів вантажних вагонів.

Суть її полягає у наступному. На першому етапі проводяться такі дослідження:

- 1.1 Визначення режимів навантаження буксових підшипникових вузлів в експлуатації;
- 1.2 Проведення збору даних щодо надійності букс під час експлуатації;
- 1.3 Вибір методів для визначення показників надійності елементів буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів;
- 1.4 Визначення відповідних показників надійності та порівняння з нормативними;
- 1.5 Встановлення причин недостатньої надійності;
- 1.6 Вибір параметрів для перспективних буксових підшипникових вузлів.

На другому етапі виконується прогноз технічних характеристик буксових підшипникових вузлів. При цьому виконується оцінка напружено-деформованого стану елементів буксових підшипникових вузлів, яка складається з таких завдань:

- 2.1 Вибір задачі деформованого твердого тіла;
- 2.2 Створення геометричної моделі буксового підшипникового вузла, що досліджується; задання характеристик матеріалів;
- 2.3 Визначення параметрів навантаження підшипникових вузлів, задання граничних умов;
- 2.4 Формування розрахункової схеми навантаження конструкції буксового підшипникового вузла;
- 2.5 Вибір типу скінченних елементів. Дискретизація геометричної моделі обраними скінченними елементами;
- 2.6 Визначення параметрів напружено-деформованого стану елементів конструкції буксових підшипникових вузлів;
- 2.7. Пошук раціонального технічного рішення.

На третьому етапі визначаються показники надійності буксового підшипникового вузла. Для цього виконується:

- 3.1 Створення моделі визначення показників надійності буксових підшипникових вузлів, що досліджуються;

3.2 Встановлення залежностей між імовірністю безвідмовної роботи, еквівалентними напруженнями та  $\gamma$ -відсотковим ресурсом;

3.3 Обчислення  $\gamma$ -відсоткових ресурсів для різних ймовірностей безвідмовної роботи.

На четвертому етапі виконується експериментальна перевірка технічних характеристик буксових підшипникових вузлів шляхом проведення стендових та експлуатаційних випробувань.

Для реалізації положень зазначеної процедури на першому етапі була встановлена залежність зміни параметра потоку відмов вантажних вагонів через відмови підшипникових вузлів (у розрахунку на 1 млн ваг. км) за період 1995-2006 р., оскільки саме цей показник дозволяє узагальнити зміни, які відбулися за цей час на залізничному транспорті: зменшення робочого парку вагонів, колювання вантажообігу, виключення вагонів з інвентарного парку і т. п. Встановлено, що за останні тридцять років цей показник збільшився більш, ніж в 10 разів.

Для отримання достовірної інформації про надійність елементів підшипникових вузлів вантажних вагонів були проведені спеціальні обстеження у вагонних депо Південної, Донецької, Львівської та Одеської залізниць. В результаті встановлено, що понад 30 % оглянутих циліндричних підшипників мають пошкодження. З оглянутих підшипників 8 % не придатні до подальшого використання і вимагають заміни. Основні причини бракування - пошкодження від втоми, раптові відмови (тріщини та відколи), корозія. Фактично 10 % підшипників відмовляють вже після 4,5 року експлуатації.

Для встановлення причин недостатньої надійності роликів букс був розглянутий процес силової взаємодії елементів.

При русі вагона осьові сили передаються торцями роликів у режимі ковзання "сталь по сталі" об напрямні борти кілець. Переважна більшість несправностей, що виявляються при планових оглядах, а також більшість аварійних відмов є наслідком недостатньо обґрунтованої конструктивної схеми буксового вузла з циліндричними підшипниками.

У той же час дворядні конічні підшипники вільні від цього недоліку. Сприйняття радіальних та осьових навантажень в даному підшипнику повністю відбувається в місці контакту роликів із зовнішнім і внутрішніми кільцями.

**Третій розділ** присвячений дослідженню завантаженості елементів буксового підшипникового вузла вантажного вагона з дворядним конічним підшипником.

Перспективним інструментом розрахунку і вдосконалення буксових підшипникових вузлів є побудова і дослідження математичної моделі з урахуванням результатів деяких базових експериментів.

Всі навантаження, що сприймаються роликівими підшипниками, передаються через ролики від одного кільця підшипника іншому. Навантаження, що сприймається окремим роликом, залежить від конструкції внутрішньої частини підшипника і характеру прикладеного навантаження. Найбільш важли-

вими вимогами для підшипників є обмеження стосовно довговічності та величини максимальних контактних напружень. Останні в свою чергу залежать від навантаження, що приходить на кожен з роликів. Згідно з цим постановка завдання вибору підшипника для букс вантажних вагонів має такий вигляд

$$\begin{cases} \sigma_{max}(D_{зов}; d_{вн}; l; n) \leq [\sigma] \\ L_{10}(D_{зов}; d_{вн}; l) \geq L_{10}^{min} \end{cases}, \quad (1)$$

де  $[\sigma]$  – контактні напруження, що допускаються;  $L_{10}^{min}$  – 90-відсотковий ресурс,  $D_{зов}$  – зовнішній діаметр підшипника, м;  $d_{вн}$  – внутрішній діаметр підшипника, м;  $l$  – довжина підшипника, м;  $n$  – кількість роликів у підшипнику.

При цьому були введені такі обмеження:  $[\sigma]$  не перевищує 3500 МПа, а 90-відсотковий ресурс – не менше 800 тис. км пробігу.

Для визначення навантажень, що діють на ролики підшипника та подальшого дослідження їх напружено-деформованого стану розглянемо конічний роликівий підшипник (рис. 1). Він являє собою систему матеріальних тіл. Будемо відносити до зовнішніх навантажень сили дії корпусу і осі відповідно на зовнішню і внутрішню посадочні поверхні підшипника та сили ваги його деталей.

Для визначення взаємних пересувань елементів підшипника під дією зовнішніх навантажень введемо координатну систему  $OXYZ$  з віссю  $Z$ , яка розташована по осі підшипника, та віссю  $X$ , що направлена вертикально вгору. Площина  $XOY$  проходить через середній перетин підшипника (рис. 1). Система координат нерухома відносно внутрішнього кільця підшипника.

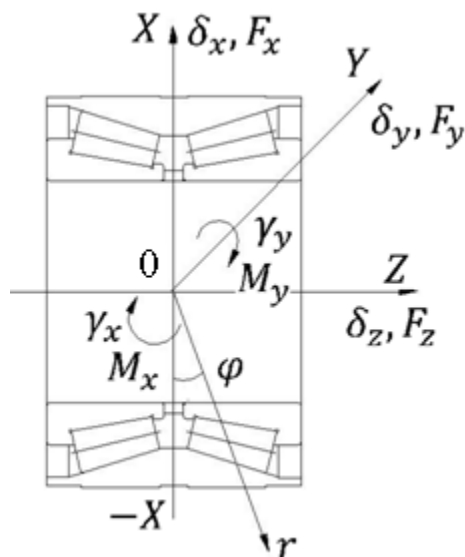


Рис. 1. Системи координат та схема навантаження підшипника

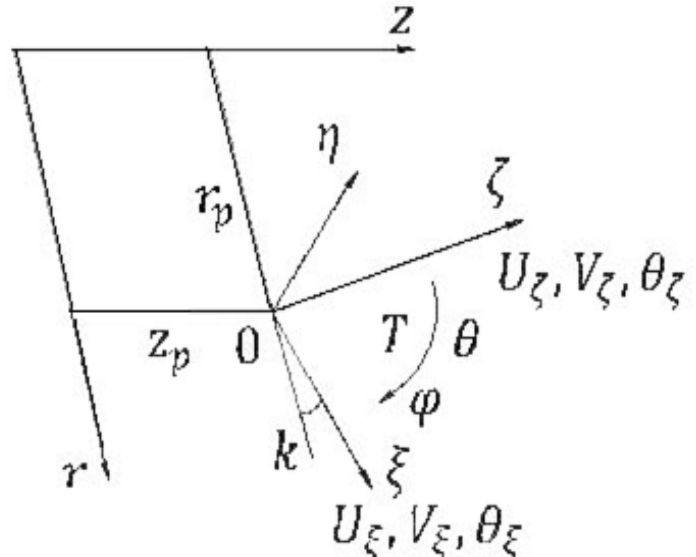


Рис. 2. Системи координат окремого ролика конічного підшипника

На підшипник діють зовнішні навантаження, які являють собою вектор навантажень  $\{F\}$

$$\{P\}^T = (F_x, F_y, F_z, M_x, M_y). \quad (2)$$

Дія цих навантажень викличе відповідні пересування

$$\{\delta\}^T = (\delta_x, \delta_y, \delta_z, \gamma_x, \gamma_y). \quad (3)$$

Введемо також циліндричну систему координат  $r, \varphi, z$  з тим же початком відліку та віссю  $z$ , де кут  $\varphi$  є кутом між віссю  $r$  та негативним напрямком осі  $x$  (рис. 2).

Вісь кожного ролика складає певний кут  $k$  з віссю підшипника, тому доцільно ввести відповідну похилу систему координат  $\xi, \eta, \zeta$  (рис. 2). Вісь  $\xi$  складає кут  $k$  з напрямом  $r$ . Внутрішнє кільце завантажено системою сил, які визначаються вектором  $\{Q\}$  в точці з координатами  $(r_p, z_p)$

$$\{Q\}^T = (Q_r, Q_z, T). \quad (4)$$

Відповідні вектори пересувань:

$$\{u\}^T = (u_r, u_z, \theta), \quad \{v\}^T = (v_r, v_z, \varphi). \quad (5), (6)$$

Вектори  $\{u\}$ ,  $\{v\}$ ,  $\{Q\}$  визначаються у похилій системі координат індексом  $k$  за допомогою матриці перетворень

$$\{u\}^T = (u_\xi, u_\zeta, \theta), \quad \{v\}^T = (v_\xi, v_\zeta, \psi). \quad (7), (8)$$

$$\{Q\}^T = (Q_\xi, Q_\zeta, T), \quad \{Q\} = [K]^T \cdot \{u\}. \quad (9), (10)$$

$$\{u_k\} = [K] \cdot \{u\}, \quad \{v_k\} = [K] \cdot \{v\}. \quad (11), (12)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} \cos k & \sin k & 0 \\ -\sin k & \cos k & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (13)$$

Вектор навантажень  $\{Q\}$ , який прикладений до окремого ролика, перетворюється у еквівалентний вектор сили  $\{h\}$ , який прикладений до кільця

$$\{q\} = [R]^T \times \{Q\}, \quad (14)$$

де транспонована матриця  $\{R\}^T$  є матрицею перетворень.

Еквівалентні сили, що діють з боку роликів на кільця, тепер можна просумувати і отримати загальне рівняння рівноваги підшипника

$$\{F\} + \sum_{j=1}^n \{h\}_j = \{0\}. \quad (15)$$

Підставимо у (15) вираз (14)

$$\{F\} + \sum_{j=1}^n [R]^T \cdot \{Q\}_j = \{0\}. \quad (16)$$

Остаточно система рівнянь

$$\begin{pmatrix} F_\xi \\ F_\zeta \\ M_\eta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} Q_{\text{зов}} \cos\beta & -Q_{\text{вн}} \cos\beta & Q_h \sin\mu & F_c \cos k \\ -Q_{\text{зов}} \sin\beta & -Q_{\text{вн}} \cos\beta & Q_h \cos\mu & -F_c \sin k \\ T_{\text{зов}} & -T_{\text{вн}} & Q_h \zeta_{cs} \sin\mu & F_c \cdot \zeta_{cs} \cdot \cos k \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (17)$$

де  $\beta$  - половина кута конусності ролика (рис. 3);  $F_c$  - відцентрова сила;  $Q_h$  - сила взаємодії торця ролика з опорним бортом;  $Q_{\text{зов}}$ ,  $Q_{\text{вн}}$  - сила взаємодії ролика відповідно з зовнішнім та внутрішнім кільцем;  $T_{\text{зов}}$ ,  $T_{\text{вн}}$  - момент в зоні контакту відповідно з зовнішнім та внутрішнім кільцем;  $\mu$  - кут контакту торця ролика.

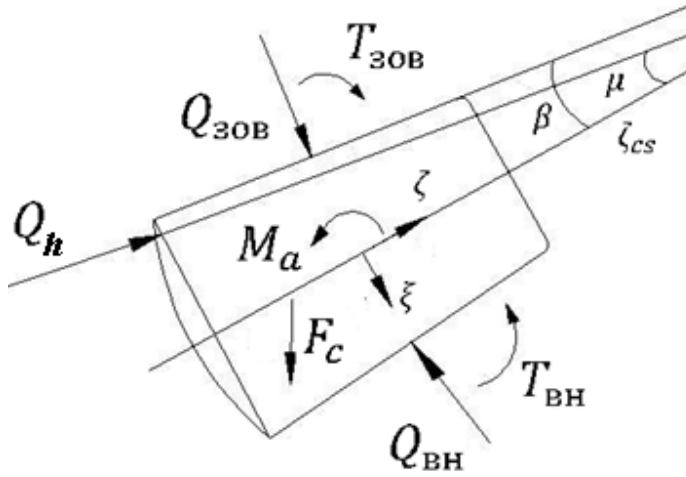


Рис. 3. Схема навантаження ролика

Стосовно залізничних конічних підшипників, які мають відносно великі габарити, треба зазначити, що вони використо-

вуються при невеликих частотах обертання. Тому дією відцентрових сил можна нехтувати. Тоді система рівнянь для визначення зусиль набуває остаточного вигляду

$$\begin{pmatrix} F_\xi \\ F_\zeta \\ M_\eta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} Q_{\text{зов}} \cos\beta & -Q_{\text{вн}} \cos\beta & Q_f \sin\mu \\ -Q_{\text{зов}} \sin\beta & -Q_{\text{вн}} \cos\beta & Q_f \cos\mu \\ T_{\text{зов}} & -T_{\text{вн}} & Q_f \cdot \xi_{cs} \cdot \sin\mu \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (18)$$

Дана система розв'язується чисельно. Але запропонована модель визначення навантажень на ролики буксового підшипника у верхній зоні не враховує податливість корпусу букси, наявність якого суттєво вплине на розподілення навантажень між роликами.

Для усунення цього недоліку був використаний метод, запропонований професором О. М. Савчуком, який передбачає сумісне використання методу скінченних елементів (МСЕ) та узагальненого методу сил для розв'язання плоскої задачі в буксі з циліндричними підшипниками. Даний метод був доопрацьований для аналізу завантаженості роликів у буксі з конічним підшипником. Результати розрахунків наведено на рис. 4.

Очевидно, що розподілення навантажень між роликами відрізняється від класичного випадку, що описаний Штрібеком. Встановлено, що найбільш навантаженим є не центральний ролик, а два сусідніх. Це обумовлено конструктивними особливостями корпусу букси.

Після визначення навантажень, що діють на кожен з роликів підшипника, повний напружений стан ролика в зоні контакту з зовнішнім кільцем, викликаний розподіленням контактних напружень на прямокутній площадці, визначається такими залежностями

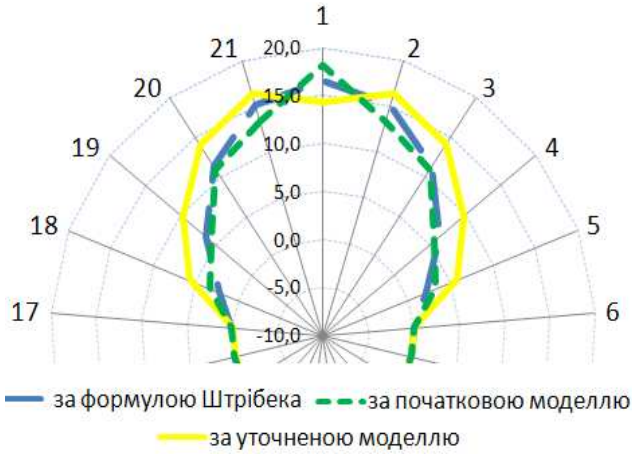


Рис. 4. Схема розподілення навантажень між роликami

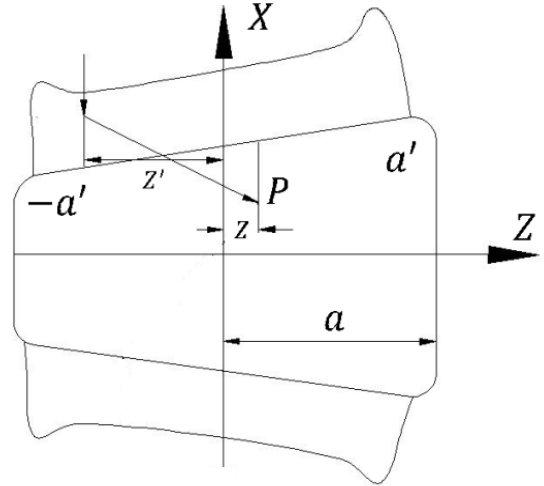


Рис. 5. Схема стиснення ролика

$$\sigma_x = -\frac{3}{2\pi} \int_{-a'}^a \int_{-b}^b p(y', z') \cdot \frac{(c+x)^3}{r^5} dy' dz'; \quad (19)$$

$$\sigma_y = \frac{1-2\nu}{2\pi} \int_{-a'}^a \int_{-b}^b p(y', z') \left\{ \left(1 - \frac{(c+x)}{r}\right) \cdot \frac{(y'-y)^2 - (z'-z)^2}{R^4} + \frac{(c+x) \cdot (z'-z)^2}{R^2 \cdot r^3} \right\} dx' dz' - \quad (20)$$

$$- \frac{3}{2\pi} \int_{-a'}^a \int_{-b}^b p(y', z') \cdot \frac{(y'-y) \cdot (c+x)}{r^5} dy' dz';$$

$$\sigma_z = \frac{1-2\nu}{2\pi} \int_{-a'}^a \int_{-b}^b p(y', z') \left\{ \left(1 - \frac{(c+x)}{r}\right) \frac{(z'-z)^2 - (y'-y)^2}{R^4} + \frac{(c+x) \cdot (y'-y)^2}{R^2 \cdot r^3} \right\} dy' dz' - \quad (21)$$

$$- \frac{3}{2\pi} \int_{-a'}^a \int_{-b}^b p(y', z') \cdot \frac{(c+x) \cdot (z'-z)^2}{r^5} dy' dz';$$

$$\begin{aligned} \tau_{yz} = & \frac{1-2\nu}{2\pi} \int_{-a'}^a \int_{-b}^b p(y', z') \left\{ \left(1 - \frac{(c+x)}{r}\right) \cdot \frac{2}{R^4} - \frac{c+x}{R^2 \cdot r^3} \right\} \times \\ & \times (y-y')(z'-z) dy' dz' - \frac{3}{2\pi} \int_{-a'}^a \int_{-b}^b p(y', z') \cdot (c+x) \times \\ & \times \frac{(y-y') \cdot (z'-z) dy' dz'}{r^5} dy' dz'; \end{aligned} \quad (22)$$

$$\tau_{xy} = -\frac{3}{2\pi} \int_{-a'}^a \int_{-b}^b p(y', z') \cdot \frac{(c+x)^2 \cdot (y' - y)}{r^5} dy' dz'; \quad (23)$$

$$\tau_{xz} = -\frac{3}{2\pi} \int_{-a'}^a \int_{-b}^b p(y', z') \cdot \frac{(c+x)^2 \cdot (z' - z)}{r^5} dy' dz', \quad (24)$$

де  $c$  - радіус ролика у місці контакту;  $x, y, z$  - координати точки, в якій прикладений тиск;  $x', y', z'$  - координати точки, в якій обчислюються напруження;  $\nu$  - коефіцієнт Пуассона;  $a$  - довжина площадки контакту;  $b$  - півширина площадки контакту.

Відповідно напруження в зоні контакту ролика з внутрішнім кільцем підшипника обчислюються за формулами (19-24) за умови зміни у чисельнику цих формул виразу  $(c+x)$  на  $(c-x)$ .

Довговічність підшипників головним чином залежить від величини та розподілення контактних напружень уподовж твірної роликів. Тому необхідно одержати розподіл контактних навантажень в кінчному підшипнику від дії експлуатаційних навантажень.

Відомі рішення контактної задачі відносяться до випадків стикання тіл з поверхнями постійної кривизни, коли площадка контакту має форму вузького прямокутника або еліпса. Але при торканні двох роликів, якщо твірна хоч би одного з них має змінну кривизну, площина контакту має іншу форму, і точне математичне рішення для таких випадків відсутнє.

Якщо до прикладання навантаження тіла кочення мають точковий контакт то після прикладання навантаження вони наблизяться один до одного на величину  $\delta$  (рис. 6).

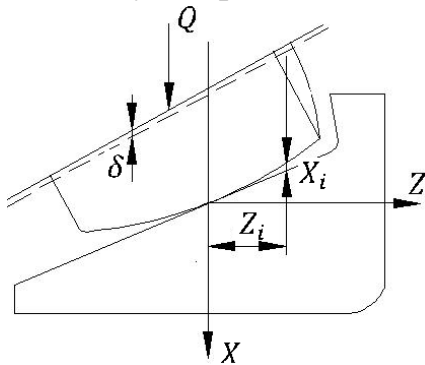


Рис. 6. Схема контакту ролика з кільцем

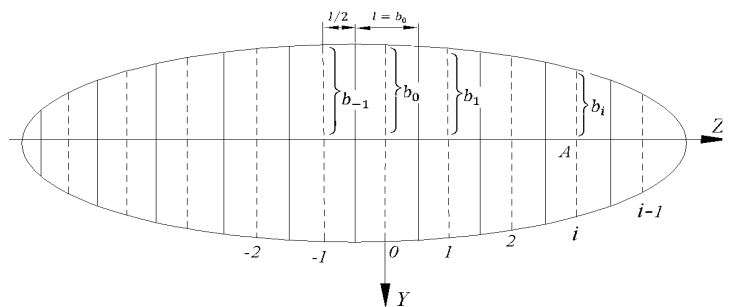


Рис. 7. Схема розбиття площадки контакту

Тоді можна записати, що після прикладання навантаження деформації в межах площадки контакту визначаються

$$U_i = \delta - x_{zi}, \quad (25)$$

де  $U_i$  - пружна деформація тіл кочення в  $i$ -м перетині;  $x_{zi}$  - зазор між тілами в  $i$ -м перетині. Використовуючи гіпотезу плоских перетинів, розіб'ємо площа-



дку контакту на  $n$  смуг нескінченно малої ширини (рис. 7).

Знайдемо деформацію  $U_{ij}$  у центрі кожної смуги з використанням правила Бусінеску

$$\sum_{j=1}^{n-1} U_{ij} + U_{ii} = \delta - x_{zi}. \quad (26)$$

Кожне з цих рівнянь визначає пружну деформацію на деякій смугі.

Але розв'язання цієї системи рівнянь аналітичним шляхом або за допомогою чисельних методів являє значні складнощі. З практичної точки зору для визначення деформацій та контактних напружень доцільно використовувати метод скінченних елементів (МСЕ), який базується на фундаментальних роботах О. Зенкевича, Л. Сегерлінда, М. М. Шапошникова та ін.

Для вирішення завдань тривимірного напруженого стану використаємо кінцеві елементи у формі тетраедра, що мають по три степені вільності у вузлі, та полілінійну апроксимацію переміщень.

Розв'язання задачі здійснювалося за допомогою одного з найбільш потужних пакетів програм – ANSYS. На першому етапі методами препроцесора ANSYS була створена геометрична модель буксового підшипникового вузла вантажного вагону з дворядним конічним підшипником, яка складалася з корпусу букси, зовнішнього, двох внутрішніх кілець та комплекту роликів, а також шийки осі. При створенні геометричної моделі не враховувалася наявність торцевого кріплення та елементів ущільнення, оскільки вони не впливають на напружений стан елементів підшипника та корпусу (рис. 8). Складові елементи конструкції виконано за номінальними розмірами з нульовими припусками.

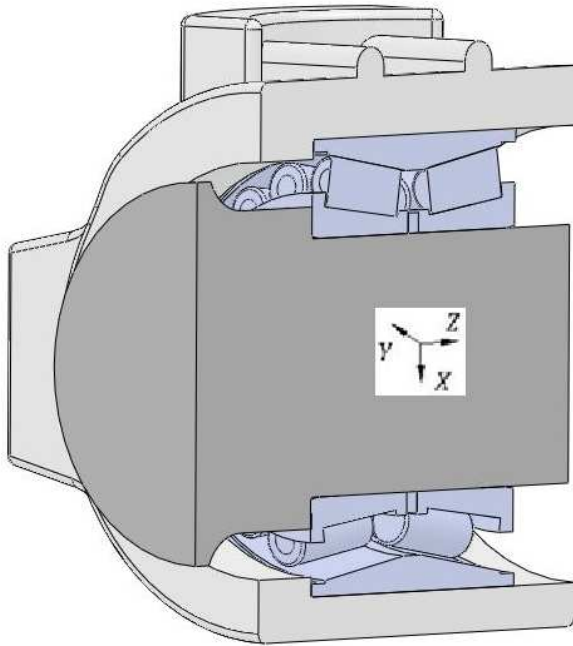


Рис. 8. Геометрична модель підшипникового вузла

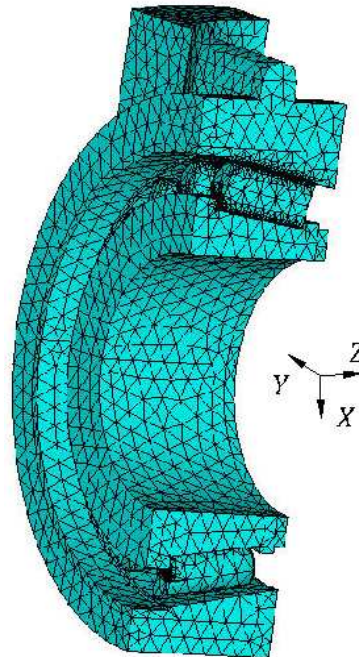


Рис. 9. Скінченно-елементна модель підшипникового вузла

Наступним етапом роботи було перетворення геометричної моделі буксового вузла з дворядним конічним підшипником в скінченно-елементну. Ця робота виконувалася з урахуванням наявності в пакеті ANSYS великої бібліотеки скінченних елементів, яка дозволяє моделювати широке коло завдань.

Для моделювання об'ємів використовувалися скінченні елементи, що характеризуються десятима вузлами та мають три степені вільності в кожному вузлі: переміщення у напрямі осей вузлової системи координат.

З метою зменшення обсягу обчислювальної роботи, та враховуючи симетричність конструкції, в подальшому розглядалася четверта частина моделі (рис. 9).

Для моделювання контактної взаємодії застосовувалися спеціальні контактні елементи. Елемент має ті самі геометричні розміри, що і пов'язані з ним об'ємні елементи. Контактні елементи мають загальний набір геометричних характеристик. З урахуванням швидкості виконання розрахунків та точності отриманих результатів розроблена модель складалася з 4100 об'ємних тетраедричних скінчених елементів і 120964 вузлів. Навантаження моделі здійснювалося в площинах глобальної системи координат ( $OXYZ$ ). Посадочна поверхня внутрішнього кільця закріплювалася повністю (переміщення по всіх трьох степенях вільності прирівнювалися до 0). Також обмежувалися переміщення кільця підшипника уздовж шийки осі.

Запропонована модель дозволяє імітувати різні варіанти навантаження з оцінкою напружено-деформованого стану як самого підшипника, так і буксового підшипникового вузла в цілому.

Проведені розрахунки свідчать про те, що в конічному підшипнику навантаження сприймається 9 роликками, які розміщені у верхній частині підшипника.

На рис. 10 показана залежність зміни напружень в зоні контакту ролика з зовнішнім кільцем при дії радіальних навантажень.

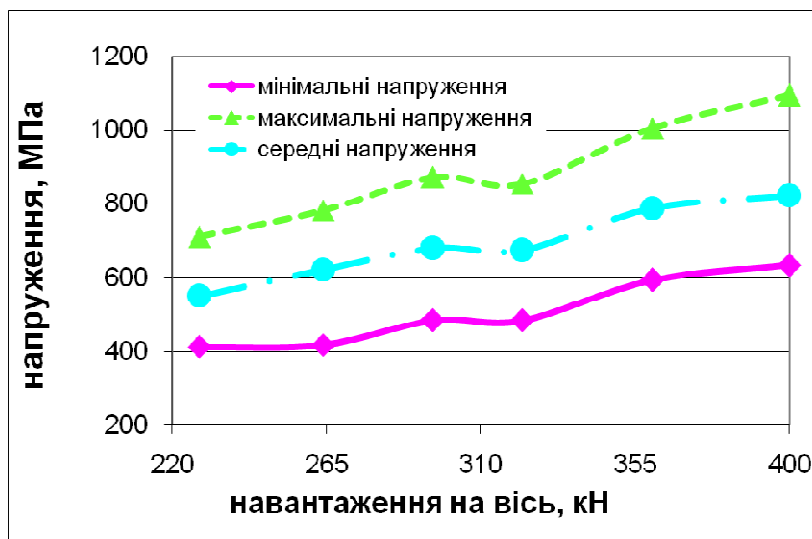


Рис. 10. Розподілення контактних напружень в зоні контакту верхнього ролика

Визначено, що в діапазоні експлуатаційних навантажень максимальні напруження не перевищують 1200 МПа, що суттєво менше напружень, які допускаються.

Вплив сумісної дії радіальних та осьових навантажень на напружений стан роликів показано на рис. 11 (а, б). Величина радіального навантаження змінювалася

від 228 до 360 кН на вісь, а осьове навантаження - від 7,5 до 45 кН. Очевидно, що поява осьових сил не впливає суттєво на величину і характер розподілення напружень. Напруження збільшуються лінійно в залежності від зростання величини діючого осьового навантаження (в зоні контакту з зовнішнім кільцем від мінімальних 711 МПа до максимальних 1055 МПа). Аналогічна картина має місце в зоні контакту з внутрішнім кільцем від мінімальних 450 МПа до максимальних 1010 МПа). Але навіть при найбільш несприятливому режимі завантаження не перевищують напружень, що допускаються.

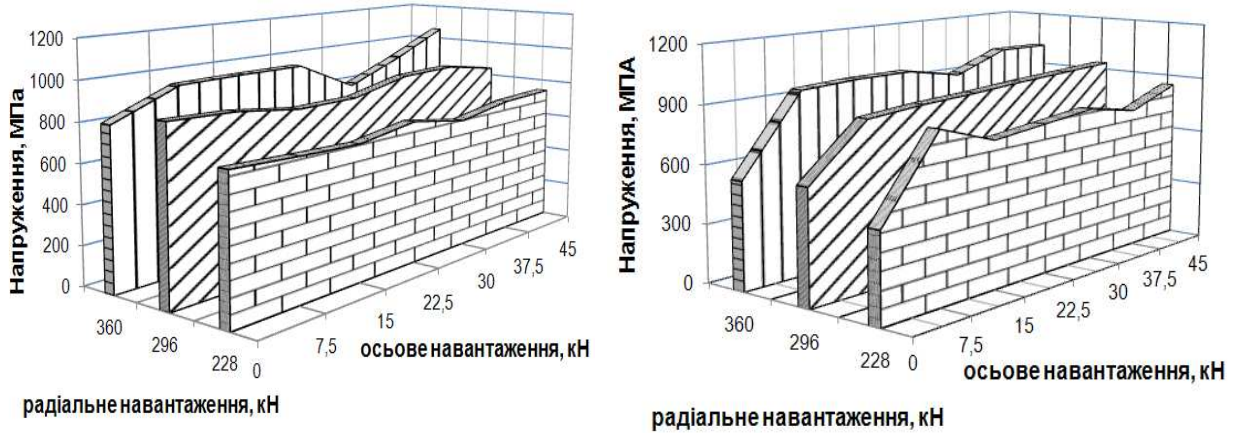


Рис. 11. Залежність зміни величини контактних напружень при сумісній дії радіальних і осьових навантажень

Залежності розподілення напружень уздовж твірної роликів наведено на рис. 12.

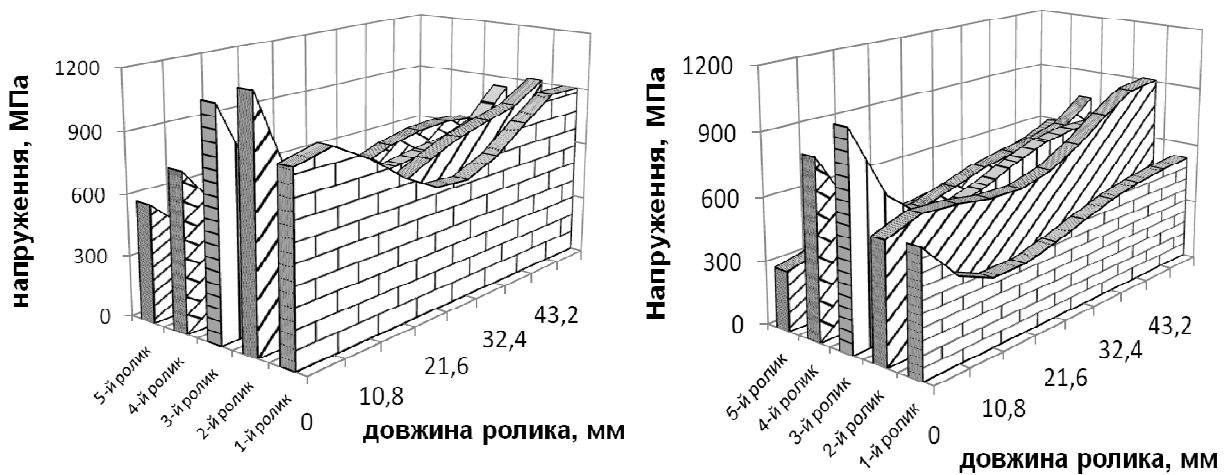


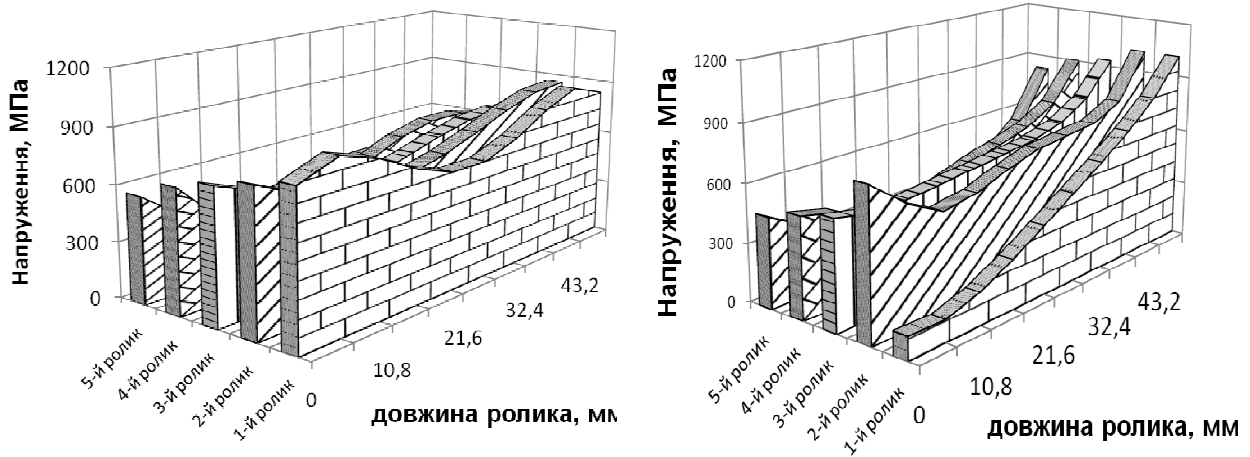
Рис. 12. Розподілення напружень уздовж твірної роликів при дії радіального навантаження

При дії радіального навантаження величиною 360 кН характер розподілення напружень приблизно однаковий як для внутрішніх, так і зовнішніх кілець: максимальні значення біля країв ролика та поступове зменшення у

середині ролика. Найбільші напруження виникають на кінцях другого (1198 МПа) та третього роликів (1111 МПа).

Поява осьових сил викликає перерозподіл напружень у підшипнику (рис. 13). При сумісній дії радіального навантаження величиною 360 кН та осьового навантаження 45 кН в зоні контакту з зовнішнім кільцем розподілення напружень як між роликками, так і уздовж твірної стає більш рівномірним.

У той же час в зоні контакту з внутрішнім кільцем має місце значний крайовий ефект



а) зовнішнє кільце

б) внутрішнє кільце

Рис. 13. Розподілення напружень уздовж твірної роликів при сумісній дії радіального та осьового навантаження

У четвертому розділі викладені результати стендових випробувань різних конструкцій буксових підшипників. Однією з важливих характеристик підшипників є опір обертанню. Для його визначення використаємо метод "вибігу".

Враховуючи, що на час проведення випробувань актуальними залишалися питання дослідження працездатності поліамідних сепараторів у циліндричних підшипниках, випробуванням підлягали комплекти циліндричні роликові підшипники як з латунними, так і поліамідними сепараторами, а також дворядні конічні підшипники.

Метою стендових випробувань підшипників для букс вантажних вагонів були порівняльні дослідження моментів тертя і температури нагріву підшипників при різних режимах радіального і осьового навантаження. Випробування проводилися при частотах обертання вала 168, 335, 502 і 670 об/хв, що відповідало швидкостям руху потяга 30, 60, 90 і 120 км/год.

Для проведення випробувань використовувався тяговий електродвигун, на кінці вала якого за допомогою перехідної втулки встановлювалися дослідні підшипники. Радіальне та осьове навантаження створювалися за допомогою пружин. Визначення моментів тертя проводилося методом вимірювання

кутових прискорень уповільнення обертів якоря електродвигуна на вибігу (при відключеному живленні і піднятих щітках колектора) з подальшим математичним перерахунком.

На рис. 14 показані отримані залежності вибігу при різних режимах завантаження.

При частотах нижче 160 об/хв це пояснюється порушенням (продавлюванням) гідродинамічного шару мастила, причому нижнє критичне значення частоти обертання, при якому збільшується момент тертя, різко зростає при збільшенні радіального навантаження на підшипники.

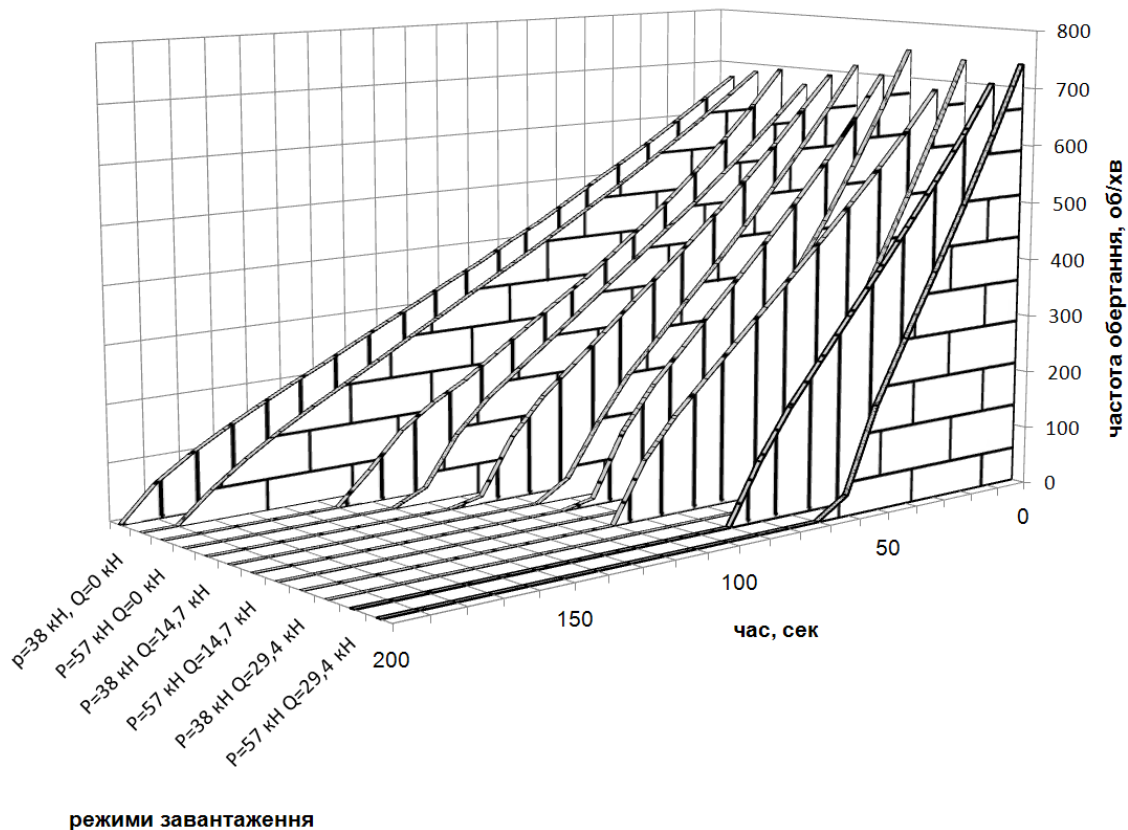


Рис. 14. Залежності вибігу від частоти обертання для дослідних підшипників

Одержані величини моментів тертя дослідних здвоєних роликпідшипників з конічними роликами при суто радіальному навантаженні вище, ніж у типових підшипників. При сумісній дії радіального і осьового навантажень моменти тертя дослідних підшипників на 15÷30 % нижче, ніж у типових. При цьому більше зниження моментів тертя має місце при великих осьових навантаженнях.

Температурні випробування підшипників проводилися на тій же установці, що і при дослідженні моментів тертя. Випробування проводилися при температурі навколишнього середовища 7÷11°C. Температура нагріву контролювалася за допомогою термопар, встановлених у верхніх точках зовнішніх



кілець випробовуваних підшипників.

Аналіз результатів свідчить про те, що при мінімальному радіальному навантаженні 38 кН температура всіх підшипників, які проходили випробування, практично не відрізняється одна від одної.

Збільшення радіального навантаження до 95 кН (режим 1) відразу ж позначилося на температурному режимі (рис. 15). Якщо температура нагріву циліндричних роликотпідшипників з латунними і поліамідними сепараторами практично однакова у всьому діапазоні швидкостей, то дворядний конічний роликотпідшипник мав вже на 8÷9 % менший рівень нагріву.

Поява осевого навантаження (режим 2) викликало збільшення цієї різниці.

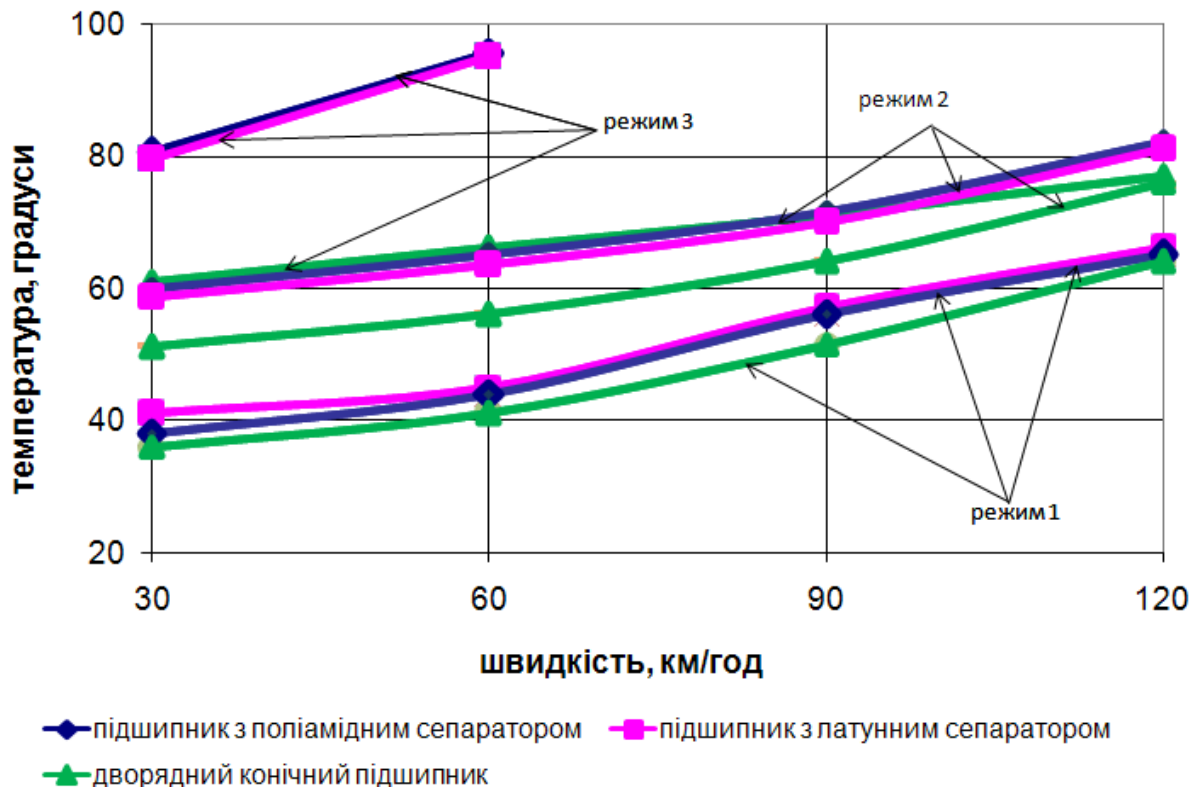


Рис. 15. Залежності температури нагріву від швидкості руху

При проведенні випробувань в режимі 3 (радіальне навантаження 114 кН та осеве навантаження 29,4 кН) обидва циліндричні підшипники досягли сталої температури понад 95°C вже в режимі частоти обертання 335 об/хв (16,6 м/с), після чого випробування були припинені через побоювання заклинювання підшипників і можливе пошкодження випробувальної установки. Дворядний конічний підшипник успішно працював при всіх швидкостях робочого діапазону, а при швидкості 120 км/год його температура не перевищувала 80°C.

Таким чином, проведені випробування показали, що дворядний конічний підшипник при дії радіальних навантажень не поступається циліндричним підшипникам.

У поєднанні з осевим навантаженням його сталі температури нагріву

нижче, ніж у типових підшипників. Зменшення температури нагріву складало залежно від режиму навантаження від 3 до 50 %. Це свідчить про кращі експлуатаційні характеристики конічних підшипників, оскільки сприятливо позначається на працездатності підшипникових вузлів в цілому.

**У п'ятому розділі** викладено результати динамічних випробувань вагонів, обладнаних дослідними буксовими підшипниками. Випробування були проведені в лютому-квітні 2003 р. згідно з методикою, затвердженою Головним управлінням вагонного господарства Укрзалізниці на полігоні Новомосковськ-Дніпровський – Балівка Придніпровської залізниці. Дослідний поїзд був сформований із вагона-лабораторії та п'яти піввагонів, які були обладнані буксовими вузлами з трьома типами дворядних конічних підшипників, контрольними циліндричними підшипниками виробництва АТ ХАРПІ (Україна) та циліндричними підшипниками виробництва німецької фірми “FAG” (кожен вагон обладнаний виключно одним типом підшипників).

Для вимірювань та реєстрації динамічних процесів під час проведення ходових динамічних випробувань застосовувався мобільний вимірювально-обчислювальний комплекс вагона-лабораторії (похибка вимірювання  $\pm 1,5$  %). Випробувальне обладнання атестоване відповідно до вимог ГОСТ 24555-81 „Порядок аттестации испытательного оборудования. Основные положения”.

У ході проведення динамічних випробувань реєструвалися такі процеси, які характеризують ходові якості вагона під час руху з різними швидкостями на прямих, кривих ділянках колії і стрілочних переводах:

- коефіцієнти вертикальної динаміки сил, які діють на надресорну балку візка;
- коефіцієнти вертикальної динаміки сил, які діють на бокові рами візка;
- горизонтальні (поперечні) сили, що діють від колісної пари на бокові рами візка;
- вертикальні і горизонтально-поперечні прискорення кузова в зоні шкворневого вузла;
- динамічні прогини ресорного підвішування;
- переміщення візка в горизонтально-поперечній площині щодо кузова вагона – виляння візка.

Випробування проводилися в два етапи:

- 1 етап – випробування в порожньому режимі;
- 2 етап – випробування при завантаженні вагонів до повної вантажопідйомності.

Залежності рамних сил від швидкості руху для навантаженого режиму подані на рис. 16. Як видно з наведених залежностей, простежується зростання рамних сил, а далі слідує незначний спад, і максимальна величина складає 63,7 кН на вагоні №606377119 (конічні підшипники 130×230 мм з адаптером). Це менше величини, що допускається нормативною документацією.

Функціональні залежності рамних сил від швидкості руху вагона визначалися у вигляді поліномів.

Проведені випробування довели, що вагони, які обладнано дослідними конічними підшипниками, задовольняють вимоги нормативних документів щодо динамічних якостей при швидкостях руху до 33,3 м/с (120 км/год). Показники коефіцієнтів вертикальної і горизонтальної динаміки для навантаженого і порожнього режимів у всіх дослідних вагонах знаходяться в межах допустимих значень.

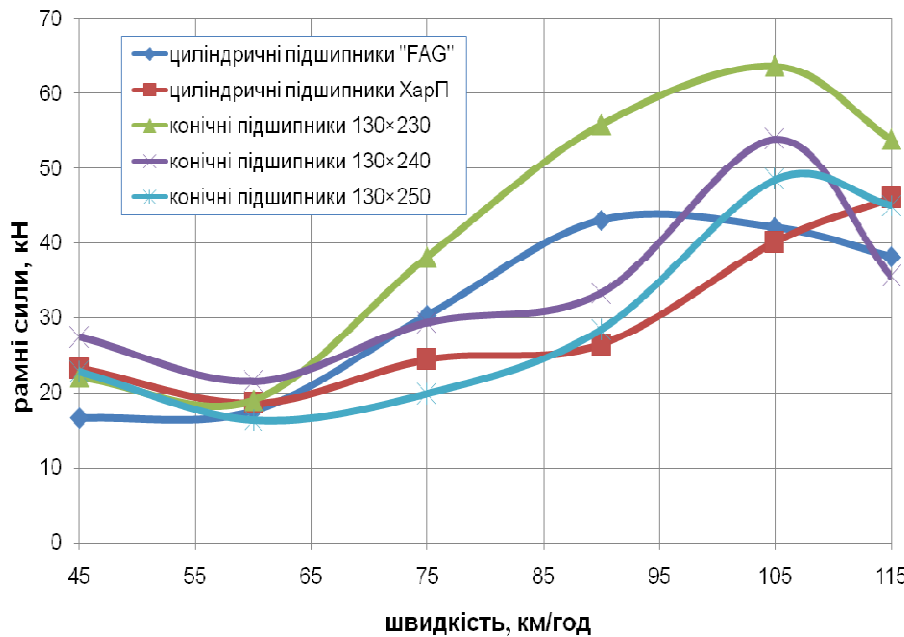


Рис. 16. Залежність рамних сил від швидкості руху для завантаженого режиму

Обладнання вантажних вагоів конічними підшипниками не погіршує їх динамічних якостей. Найвищий рівень рамних сил у діапазоні швидкостей 60÷100 км/год у порожньому режимі був у вагона № 60679214 з циліндричними підшипниками, а у навантаженому режимі у вагона № 60677119, що

обладнаний конічними підшипниками з адаптером.

Слід зазначити, що найбільш стабільні характеристики рамних сил мав вагон №60679040 з конічними підшипниками 130×240 мм, причому цей вагон мав найбільший пробіг і меншу щодо пробігу величину зносу гребенів. Це дозволяє припустити, що має місце пропорційна залежність величини рамних сил від величини зносу гребенів коліс, але необхідні окремі дослідження цього питання.

**У шостому розділі** викладені результати теоретичних та експериментальних досліджень довговічності та безвідмовності букс з дворядними конічними підшипниками.

Довговічність буксових вузлів головним чином визначається довговічністю буксових підшипників. Згідно з вимогами міжнародного стандарту ISO 281:2001, основним показником, що характеризує їх довговічність, є 90-відсотковий ресурс. Але обчислення теоретичного 90-відсоткового ресурсу для залізничних буксових підшипників дає результати, які перевищують фактичний в 2÷3 рази. Це відбувається тому, що при розрахунках ряд величин обчислюється за допомогою спрощених формул, які не враховують низку



діючих експлуатаційних чинників.

Згідно з теорією Лундберга-Пальмгрена, для підшипників, у яких до прикладання навантаження форма контакту (лінійний або точковий) невідома, довговічність рекомендується обчислювати за виразом

$$\frac{1}{L_{10}} = \left[ (L_{10_{\text{зов}}})^{-1,11} + (L_{10_{\text{вн}}})^{-1,11} \right]^{-0,9}, \quad (27)$$

де  $L_{10_{\text{зов}}}$  – довговічність зовнішнього кільця;  $L_{10_{\text{вн}}}$  – довговічність внутрішнього кільця.

Ці ж автори пропонують для визначення  $L_{10_i}$  використовувати вираз

$$L_{10_i} = \left( \frac{C_i}{P_{\text{екв}_i}} \right)^4, \quad (28)$$

де  $C_i$  та  $P_{\text{екв}_i}$  – відповідно динамічна вантажопідйомність та еквівалентне навантаження для кожного контакту  $i$ -го ролика з кільцем.

З використанням поняття межі напруження від втоми  $P_0$  введемо у розгляд додаткову величину  $X$

$$X = 1 - \frac{P_{\text{екв}_i}}{P_0}. \quad (29)$$

Тоді остаточно модель визначення довговічності буксових підшипників набуває наступного вигляду

$$L_{10_i} = \frac{1}{(X)^{3,3}} \left( \frac{C_i}{P_{\text{екв}_i}} \right)^4. \quad (30)$$

Еквівалентне навантаження для кожного контакту  $i$ -го ролика з кільцем обчислювалося, з урахуванням попередніх результатів

$$P_{\text{екв}_i} = \int_0^l q_i(x) dx, \quad (31)$$

де  $q_i(x)$  – розподіл навантаження уздовж утворюючої кожного з роликів;  $l$  – робоча довжина ролика, м.

Отримані значення  $P_{\text{екв}_i}$  далі узагальнювались окремо для контакту із зовнішнім та внутрішнім кільцями. Динамічна вантажопідйомність обчислювалася з урахуванням крайових напружень біля кінців роликів.

Отримані результати наведені на рис. 17÷18.

Визначення імовірності безвідмовної роботи виконувалося з урахуванням досліджень В. Є. Канарчука та М. М. Дмитрієва в залежності від додаткового параметра

$$K_{t_j} = \frac{L_{10}}{L_{\text{п} \gamma_j}}, \quad (32)$$

де  $L_{\text{п} \gamma_j}$  –  $\gamma$ -відсотковий ресурс, який закладений у підшипники при проектуванні.

Отримані результати дали можливість виконати порівняльну оцінку надійності циліндричних і конічних підшипників.

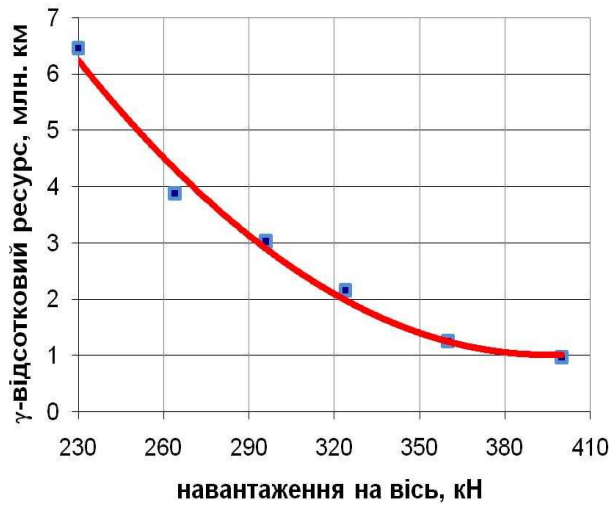


Рис. 17. Залежність зміни 90% ресурсу без осевого навантаження на буксовий вузол



Рис. 18. Залежність зміни 90% ресурсу при наявності осевого навантаження

Переважає більшість дослідників для опису напрацювання підшипників до відмови використовує розподілення Вейбулла-Гнеденко.

Але треба відзначити, що сукупність отриманих даних не відповідає умовам статистичної однорідності, тому що у загальну вибірку включені як поступові, так і раптові відмови, напрацювання як нових підшипників, так і тих, що вже пройшли відновлення. В цьому випадку доцільно використовувати суперпозиційний закон розподілення напрацювання. Результати обстеження циліндричних буксових підшипників свідчать, що серед них виникають відмови від втоми, раптові та корозійні відмови. Відповідна функція щільності розподілення відмов матиме такий вигляд

$$f(t) = p_1 \cdot f_1(t) + p_2 \cdot f_2(t) + p_3 \cdot f_3(t), \quad (33)$$

де  $p_1, p_2, p_3$  - відповідно імовірність події, що відмова трапилась через втому, раптові фактори або корозію;  $f_1(t), f_2(t), f_3(t)$  - відповідно щільність розподілення для відмов від втоми, раптових відмов, відмов від корозії.

Величини  $p_1, p_2, p_3$  були встановлені за результатами оглядів технічного стану буксових підшипників у вагонних депо. При цьому  $p_1$  дорівнює 0,068,  $p_2 = 0,875, p_3 = 0,057$ , а  $\sum_{i=1}^3 p_i = 1$ .

Для відмов від втоми використаємо розподілення Вейбулла-Гнеденко, функція щільності розподілення якого

$$f_1(t) = \frac{b}{a} \left(\frac{t}{a}\right)^{b-1} \exp^{-\left(\frac{t}{a}\right)^b}, \quad (34)$$

де  $a, b$  - параметри розподілення Вейбулла-Гнеденко.

Система рівнянь для визначення параметрів

$$\begin{cases} m_i^{yT} = N_1 \cdot h \cdot \frac{b}{a} \left(\frac{t_i}{a}\right)^{b-1} \cdot \exp^{-\left(\frac{t_i}{a}\right)^b}; \\ m_{i+1}^{yT} = N_1 \cdot h \cdot \frac{b}{a} \left(\frac{t_{i+1}}{a}\right)^{b-1} \cdot \exp^{-\left(\frac{t_{i+1}}{a}\right)^b}; \\ m_{i+2}^{yT} = N_1 \cdot h \cdot \frac{b}{a} \left(\frac{t_{i+2}}{a}\right)^{b-1} \cdot \exp^{-\left(\frac{t_{i+2}}{a}\right)^b}; \\ m_{i+3}^{yT} = N_1 \cdot h \cdot \frac{b}{a} \left(\frac{t_{i+3}}{a}\right)^{b-1} \cdot \exp^{-\left(\frac{t_{i+3}}{a}\right)^b}, \end{cases} \quad (35)$$

де  $m_i^{yT}$  - кількість відмов, що виникли в  $i$ -й момент часу;  $N_1$  - загальна кількість відмов, які виникли через утому;  $h$  - ширина інтервалу.

Для спрощення розрахунків доцільно взяти значення  $t_i$  таким чином, що  $t_{i+1} = 2t_i$ ,  $t_{i+2} = 4t_i$ ,  $t_{i+3} = 8t_i$ . Тоді, якщо отримати частки  $\frac{m_i}{m_{i+1}}$ ,  $\frac{m_{i+1}}{m_{i+2}}$ ,  $\frac{m_{i+2}}{m_{i+3}}$  та взяти логарифм, отримуємо таку систему рівнянь

$$\begin{cases} \ln \frac{m_i}{m_{i+1}} = \left(\frac{b}{a} - 1\right) \ln \frac{1}{2} - \frac{1}{a} t_i^b (2^b - 1); \\ \ln \frac{m_{i+1}}{m_{i+2}} = \left(\frac{b}{a} - 1\right) \ln \frac{1}{2} - \frac{1}{a} t_i^b \cdot 2^b (2^b - 1); \\ \ln \frac{m_{i+2}}{m_{i+3}} = \left(\frac{b}{a} - 1\right) \ln \frac{1}{2} - \frac{1}{a} t_i^b \cdot 4^b (2^b - 1). \end{cases} \quad (36)$$

Тоді оцінка параметра  $\hat{b}$  обчислюється, як

$$\hat{b} = \ln \frac{\ln \frac{m_{i+1}}{m_{i+2}} - \ln \frac{m_{i+2}}{m_{i+3}}}{\ln \frac{m_i}{m_{i+1}} - \ln \frac{m_{i+1}}{m_{i+2}}}. \quad (37)$$

Якщо оцінка параметра  $\hat{b}$  відома, то значення оцінки параметра  $\hat{a}$  можна отримати, підставивши оцінку параметру  $\hat{b}$  в будь-яке рівняння (36).

Стосовно отриманих даних відомо, що відмови у моменти часу  $t_i$  та  $t_{i+1}$  належать до раптових; відповідно тоді трапилось  $m_i^{\text{рап}}$  та  $m_{i+1}^{\text{рап}}$  відмов. Функція щільності розподілення для експоненційного розподілення, що описує модель раптових відмов, матиме такий вигляд:

$$f_2(t) = \lambda \cdot \exp^{-\lambda t}. \quad (38)$$

Тоді система рівнянь для визначення параметра  $\lambda$  матиме такий вигляд

$$\begin{cases} m_i^{\text{рап}} = N_2 \cdot h \cdot \lambda \cdot \exp^{-\lambda t_i} \\ m_{i+1}^{\text{рап}} = N_2 \cdot h \cdot \lambda \cdot \exp^{-\lambda t_{i+1}}, \end{cases} \quad (39)$$

де  $N_2$  - кількість відмов, що віднесені до раптових;  $\lambda$  - параметр експоненційного розподілення (інтенсивність відмов).

Розв'язавши цю систему рівнянь, отримуємо

$$\lambda = \frac{\ln \frac{m_{i+1}}{m_i}}{t_i - t_{i+1}}. \quad (40)$$

Аналогічно, якщо вважати, що напрацювання до відмови циліндричних підшипників через корозійні пошкодження розподілене за нормальним законом, то відповідна система рівнянь

$$\begin{cases} m_i^{\text{кор}} = N_3 \cdot h \cdot \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot \exp^{-\frac{(t_i - \bar{T})^2}{2\sigma^2}}, \\ m_{i+1}^{\text{кор}} = N_3 \cdot h \cdot \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot \exp^{-\frac{(t_{i+1} - \bar{T})^2}{2\sigma^2}}, \\ m_{i+2}^{\text{кор}} = N_3 \cdot h \cdot \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot \exp^{-\frac{(t_{i+2} - \bar{T})^2}{2\sigma^2}}, \end{cases} \quad (41)$$

де  $N_3$  - кількість відмов, що віднесені до корозійних;  $\bar{T}$ ,  $\sigma$  - параметри нормального розподілення.

Розв'язавши цю систему відносно  $\bar{T}$ , отримуємо

$$\bar{T} = \frac{(t_{i+2} - t_{i+1})^2 - \frac{\ln \frac{m_{i+1}}{m_{i+2}}}{\ln \frac{m_i}{m_{i+1}}} (t_{i+1}^2 - t_i^2)}{2 \left[ \frac{\ln \frac{m_{i+1}}{m_{i+2}}}{\ln \frac{m_i}{m_{i+1}}} \cdot (t_i - t_{i+1}) - (t_{i+1} - t_{i+2}) \right]}. \quad (42)$$

Тоді функція щільності розподілення напрацювання до відмови

$$\begin{aligned} f(t) = & 0,875 \cdot \frac{1,86}{15,07} \left( \frac{t}{15,07} \right)^{0,86} \exp^{-\left( \frac{t}{15,07} \right)^{1,86}} + 0,057\lambda \cdot \exp^{-0,000949t} + \\ & + 0,068 \frac{1}{68,95\sqrt{2\pi}} \cdot \exp^{-\frac{(t-10,4)^2}{2 \cdot 68,95^2}}. \end{aligned} \quad (43)$$

Середній строк служби циліндричних буксових підшипників складає 9,7 року (рис. 19), а 90-відсотковий ресурс циліндричних буксових підшипників - 4,5 року, що практично співпадає з результатами спостережень в експлуатації.

Отримані в результаті спостережень дані дали можливість визначити показники довговічності різних виробників циліндричних підшипників. Так, 90-відсотковий ресурс підшипників виробництва 8 ДПЗ складає 3,5 року, підшипників виробництва 16 ДПЗ – 5,5 року.

Залежність напрацювання до відмови торцевого кріплення складалась на підставі розподілення Вейбулла-Гнеденко (рис. 20)

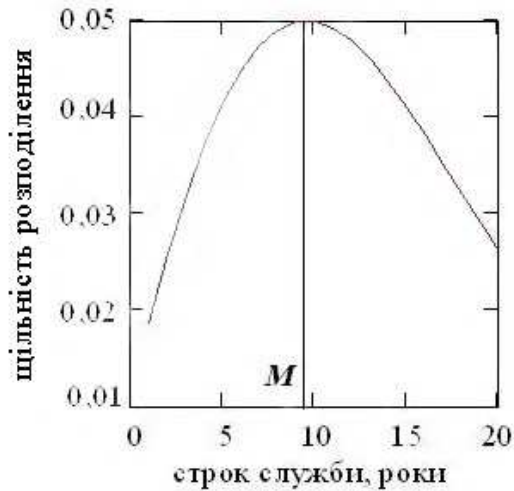


Рис. 19. Щільність розподілення напрацювання до відмови циліндричних підшипників

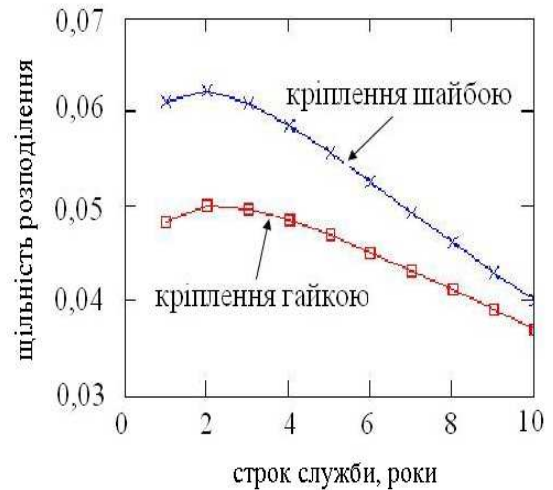


Рис. 20. Щільність розподілення напрацювання до відмови торцевого кріплення

- кріплення гайкою М110:

$$F(t) = 1 - \exp^{-\left(\frac{t}{12,67}\right)^{1,125}} . \quad (44)$$

- кріплення шайбою з 4 болтами М20

$$F(t) = 1 - \exp^{-\left(\frac{t}{15,75}\right)^{1,125}} . \quad (45)$$

З наведених даних можна зробити висновок, що кращі показники довговічності має торцеве кріплення за допомогою шайби.

Враховуючи те, що конічні підшипники обладнані власним ущільненням, можна припустити, що вони не матимуть відмов від корозії. Тоді функція щільності розподілення напрацювання до відмови матиме вигляд (рис. 21)

$$f(t) = 0,942 \cdot \frac{1,89}{83,57} \left(\frac{t}{83,57}\right)^{0,89} \exp^{-\left(\frac{t}{83,57}\right)^{1,89}} + 0,058\lambda \cdot \exp^{-0,0079t} . \quad (46)$$

Для експериментальної перевірки отриманих результатів були проведені експлуатаційні випробування на залізницях України. Експлуатаційні випробування склалися з двох етапів.

На першому етапі випробування вагонів з експериментальними підшипниками проводилися під керівництвом автора в дослідному маршруті Укрзалізниці Роковата – Ужгород, який призначений для перевірки працездатності перспективних зразків вагонів та їх вузлів.

Характерною особливістю експлуатації вагонів у цьому маршруті є їх мінімальний простій (як правило, не більше 2-3 діб) і стабільність умов експлуатації. Час руху в одному напрямі не перевищує 4 діб, що суттєво відрізняється від умов експлуатації на загальній мережі залізниць.

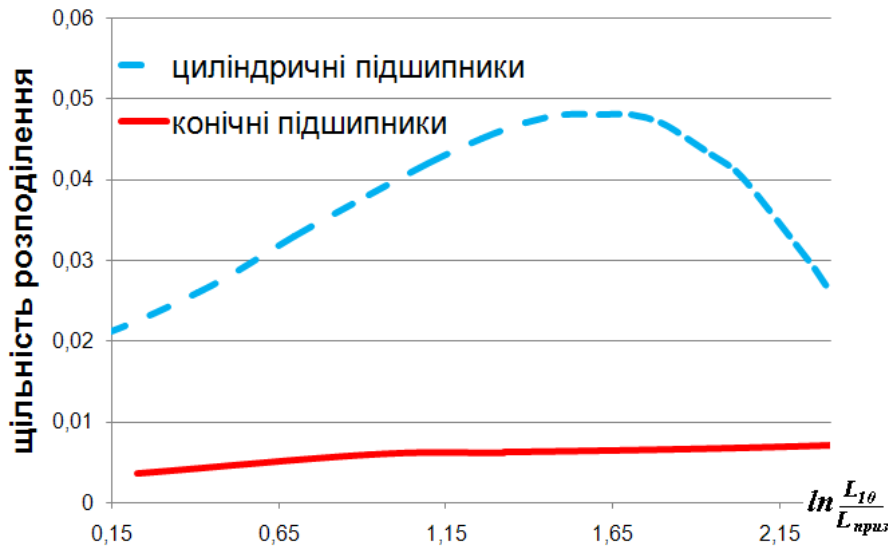


Рис. 21. Щільність розподілення напрацювання для циліндричних та конічних підшипників

План та кількість об'єктів випробувань визначалися згідно з вимогами ДСТУ 3004-95. Для проведення експлуатаційних випробувань був обраний план *NUT*, де  $N$  – кількість об'єктів випробувань,  $U$  означає, що об'єкти випробувань у випадку відмови не за-

мінюються новими або відремонтованими,  $T$  означає граничне напрацювання, при досягненні якого випробування припиняються. Тоді у припущенні, що напрацювання до відмови буксових підшипників підкоряється розподіленню Вейбулла, для плану *NUT* число об'єктів випробувань визначається за такою формулою:

$$N = \frac{(1 + \xi)^b}{2} \cdot \chi_{1-q}^2, \quad (47)$$

де  $q$  - довірна імовірність інтервальної оцінки, а  $\xi$  - гранична відносна похибка відповідного показника надійності. Тоді в припущенні, що довірна імовірність  $q = 0,95$ , відносна похибка  $\xi = 0,1$ , коефіцієнт варіації  $v = 0,5$ , мінімальна кількість об'єктів випробувань складе близько 250. Забезпечити такий обсяг вибірки неможливо як з технічних, так і економічних причин.

Тому в роботі запропонована модель перерахунку режиму проведення експлуатаційних випробувань буксових вузлів з урахуванням особливостей режиму завантаження.

Припустимо, що кожен буксовий підшипниковий вузол вантажного вагона має певний граничний ресурс, який обчислюється в одиницях пробігу. Оскільки всі буксові вузли однакові, то цей ресурс повинен знаходитися у певному інтервалі, який невідомий заздалегідь.

Тоді модель витрачання ресурсу в процесі експлуатації матиме такий вигляд

$$R_\varepsilon(t) = \int_0^t v[\varepsilon(t)] dt, \quad (48)$$

де  $v[\varepsilon(t)]$  - швидкість витрачання ресурсу, яка залежить від режиму експлуатації.

Час виникнення відмови залежить лише від швидкості витрачання ресурсу, яка є випадковою величиною, тому що на вагон діють випадкові навантаження. Але, якщо середнє напрацювання конструкції до відмови буде суттєво більшим за оборот вагона, можна припустити, що при  $t \rightarrow \infty$  інтегральне середнє  $v(t)$  буде сходиться за ймовірністю до деякої константи

$$\frac{1}{t} \int_0^t v(t) dt \rightarrow u, \quad (49)$$

де  $u$  - середня швидкість витрачання ресурсу.

Для визначення величини  $u$  П. А. Устичем запропоновано використати припущення, що вантажний вагон може послідовно знаходитися в трьох станах: простій, якому відповідає швидкість витрачання ресурсу  $v_1$  (в нашому випадку  $v_1 = 0$  і час перебування в цьому стані  $t_1$  також дорівнює 0), порожній пробіг (відповідно  $v_2$  і  $t_2$ ) і пробіг в навантаженому стані (відповідно  $v_3$  і  $t_3$ ). Але стосовно буксових вузлів необхідно враховувати, що на швидкість витрачання ресурсу буде впливати тривалість та величина дії осьових сил, які будуть діяти як в порожньому, так і навантаженому режимі. Відомо, що осьові сили, які діють постійно, виникають під час руху вагона в кривих ділянках колії, довжина яких на мережі залізниць складає близько 30 % від загальної довжини.

Тоді можна припустити, що вагон 30 % свого часу руху як в порожньому, так і навантаженому стані знаходиться в кривих ділянках колії. Графік витрачання ресурсу матиме наступний вигляд (рис. 22), де  $t_2^{11}$  - це час руху в навантаженому стані на прямій ділянці колії ( $0,7t_2$ ), а  $t_2^{12}$  - відповідно в кривих ділянках колії ( $0,3t_2$ ).

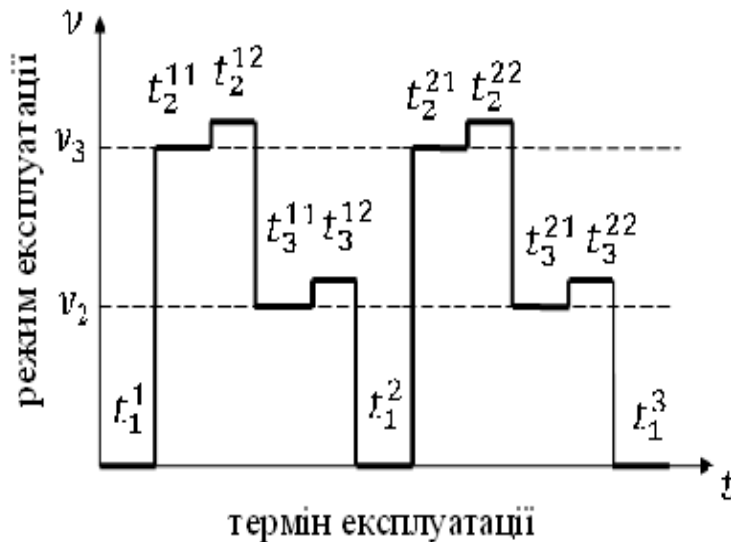


Рис. 22. Графік реалізації випадкового процесу

Аналогічно для порожнього режиму руху ці величини матимуть значення  $t_3^{11}$  ( $0,7t_3$ ) і  $t_3^{12}$  ( $0,3t_3$ ). Приймаємо, що швидкість витрачання ресурсу в навантаженому режимі  $v_3$  при русі на прямій ділянці колії (тобто без дії осьових сил) дорівнює одиниці.

Для урахування різниці в режимах завантаження під час експлуатації буксових вуз-

лів введемо поняття "коефіцієнт інтенсивності витрачання ресурсу"  $K_{ин}$ , що є співвідношенням середніх температур нагріву підшипників при різних режимах навантаження, які були отримані при проведенні стендових випробувань

$$K_{\text{ін}} = \frac{T}{T_i^{\text{п}}}, \quad (50)$$

де  $T$  - температура нагріву підшипників при дії радіальних зусиль під час стендових випробувань,  $T_i^{\text{п}}$  - температура нагріву підшипників під час стендових випробувань у режимах, що відповідають руху в порожньому та завантаженому режимі в кривих та прямих ділянках колії.

Тоді швидкість витрачання ресурсу при сумісній дії радіальних і осьових сил у навантаженому режимі  $v_3^{12} = 1,17v_3^{11}$ , а в порожньому режимі -  $v_2^{12} = 0,58v_3^{11}$  відповідно. А при дії тільки радіальних сил в порожньому режимі  $v_2^{11} = 0,5v_3^{11}$ . Доведено, що 1 км пробігу експериментальних буксових вузлів вагонів у дослідному маршруті еквівалентний 1,88 км пробігу букс за нормальних умов експлуатації.

На підставі цього був доопрацьований метод визначення показників надійності буксових вузлів за результатами прискорених експлуатаційних випробувань, де був передбачений мінімальний пробіг вагонів, обладнаних дослідними буксовими підшипниковими вузлами, 400 тис. км.

Випробуванням підлягали піввагони, обладнані трьома типами дворядних конічних підшипників, контрольними циліндричними підшипниками виробництва АТ ХАРП, а також циліндричними роликowymi підшипниками виробництва німецької фірми "FAG".

Вибіркова сукупність буксових підшипникових вузлів, обладнаних дворядними конічними підшипниками, складала 72 одиниці.

Під час експлуатаційних випробувань через несправності підшипників виробництва німецької фірми "FAG", що викликали нагрів букс, були виключені 5 колісних пар з 12, які починали випробування. Середній пробіг вказаних колісних пар складав 172,5 тис. км. В результаті проведених комісійних оглядів встановлено, що всі підшипники з відчеплених колісних пар мали спрацювання типу "ялинка" на бортах кілець, глибоку точкову корозію, сліди торкання внутрішньої частини борту підшипника з сепаратором. Всі підшипники були непридатні до подальшої експлуатації.

Аналогічні пошкодження були виявлені на всіх колісних парах, що обладнані циліндричними підшипниками німецького виробництва. Поява точкової корозії зумовлена підвищеною гігроскопічністю мастила, яке використовувалося в цих підшипниках. Спрацювання типу "ялинка", що утворилося, аналогічно такому ж спрацюванню на підшипниках вітчизняного виробництва. Таким чином, підтверджено, що циліндричні роликопідшипники не можуть забезпечити експлуатацію колісних пар без виникнення пошкоджень навіть в період між деповськими ремонтами.

Під час проведення випробувань вагонів, які обладнано конічними підшипниками, не зареєстровано випадків нагріву букс, що викликали відчеплення вагона від потяга. Остаточним оглядом з повним розбиранням підшипників після пробігу 370 тис. км встановлено, що технічний стан



конічних касетних підшипників задовільний. На підшипниках не виявлено пошкоджень, які могли б перешкоджати подальшій експлуатації.

За результатами першого етапу випробувань склалася ситуація, за якої не трапилося ні однієї відмови буксових вузлів з конічними підшипниками. Але це не означає, що останні мають 100-відсоткову ймовірність безвідмовної роботи. Це свідчить лише про те, що або недостатня кількість підшипників, або недостатня тривалість випробувань.

Виконані дослідження свідчать, що при 24 підшипниках максимум інформації буде одержаний тоді, якщо ми приймемо довірчу ймовірність 0,94. Тоді нижня межа ймовірності безвідмовної роботи складе 0,889, а верхня межа, відповідно, 1.

Другий етап випробувань розпочався у 2007 р. і продовжується по теперішній час. На залізницях України в дослідній експлуатації знаходяться 950 вагонів, які обладнані конічними підшипниками (тобто 7600 підшипників). Протягом року не було зареєстровано ні однієї відмови.

**У сьомому розділі** визначена економічна доцільність впровадження в буксах вантажних вагонів дворядних конічних підшипників. Для вирішення цього завдання була розроблена модель визначення вартості життєвого циклу буксових вузлів з урахуванням впливу основних діючих експлуатаційних чинників, а також відповідний комплекс програм для ЕОМ.

Модель визначення економічного ефекту має такий вигляд

$$E = f(R_{\text{без}}, R_{\text{над}}, R_{\text{тх}}) \Rightarrow \mathit{max}, \quad (51)$$

де  $R_{\text{без}}$ ,  $R_{\text{над}}$ ,  $R_{\text{тх}}$  - відповідно скорочення експлуатаційних витрат залізничного транспорту через зменшення кількості відчеплень вагонів, збільшення надійності та зменшення витрат на тягу поїздів.

Загальна економія експлуатаційних витрат на 1 вагон при зменшенні моменту тертя в підшипниках на 5 % за рік складатиме не менше 3400 грн в цінах 2005 р., в тому числі за рахунок підвищення надійності та збільшення періодичності проведення ремонтів БВ до 10 років – 2057 грн. Підвищення надійності БВ дозволяє скоротити експлуатаційні витрати на 1 вагон на 1276 грн, зменшення кількості відчеплень вагонів через перегрів букс – відповідно на 67 грн. При цьому термін окупності капітальних вкладень у переобладнання нових вагонів складе 2,9 роки, а в модернізацію вагонів, що вже експлуатуються – 3,3 року.

## ВИСНОВКИ

Виконані дослідження присвячені розв'язанню актуальної наукової проблеми – розвитку методів розрахунку та випробувань буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів. За результатами проведеної роботи можна зробити такі висновки:

1. На підставі проведеного аналізу еволюції розвитку конструкцій букс показано, що на даний час не існує єдиного підходу для вибору типу

підшипникових вузлів для рухомого складу. Вибір типу та розмірів підшипників на залізницях різних країн світу залежить від конструктивних особливостей ходових частин, характеру та величини навантажень, що діють на буксові підшипникові вузли. В той же час має місце тенденція до створення конструкцій буксових підшипникових вузлів, які б забезпечували максимальний безремонтний пробіг та забезпечували сприйняття всіх видів навантаження в режимі тертя кочення.

Проаналізовано схему передачі навантаження в буксовому вузлі вантажних вагонів з циліндричними підшипниками. Встановлено, що перспективним шляхом вдосконалення роликів букс є використання підшипників, які сприйматимуть радіальні і осьові сили тертям кочення.

2. Запропоновано обґрунтування процедури розв'язання науково-прикладної проблеми розвитку методів розрахунку та випробувань буксових підшипникових вузлів з урахуванням експлуатаційних навантажень, яка узагальнює визначення параметрів перспективних підшипникових вузлів вантажних вагонів.

3. Проведено обстеження технічного стану буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з циліндричними роликівими підшипниками. Встановлено, що фактичний 90-відсотковий ресурс циліндричних підшипників складає 4,5 роки.

4. Розроблено модель буксового підшипникового вузла з дворядним конічним підшипником з використанням об'ємних тривимірних скінчено-елементних схем. Проведено дослідження розподілення навантаження між тілами кочення буксового конічного підшипника. Доведено, що в буксових підшипникових вузлах навантаження сприймається 9-ма роликівими в зоні навантаження, причому верхній ролик сприймає лише 14 % від загального навантаження, а наступний ролик – 16 %.

5. Проведено дослідження напружено-деформованого стану елементів буксових підшипникових вузлів. Встановлено, що контактні напруження збільшуються лінійно в залежності від зростання величини діючого осьового навантаження (в зоні контакту з зовнішнім кільцем від мінімальних 711 МПа до максимальних 1055 МПа). Аналогічна картина має місце в зоні контакту з внутрішнім кільцем (від мінімальних 450 МПа до максимальних 1010 МПа). Поява осьових сил викликає перерозподіл напружень у підшипнику. Але навіть при найбільш несприятливому режимі завантаження максимальні напруження не перевищують напружень, що допускаються (3500 МПа).

6. Доопрацьовано наукові методи дослідження енергетичних характеристик буксових підшипників. Проведені температурні випробування показали, що тепловий режим дворядних конічних підшипників при дії радіальних навантажень не поступається циліндричним підшипникам. У поєднанні з осьовим навантаженням сталі температури нагріву дворядного конічного підшипника істотно нижче, ніж у типових підшипників. Особливо характерно переваги конічних підшипників виявилися в діапазоні високих швидкостей.

7. Набули подальшого розвитку методи визначення динамічних характеристик вантажних вагонів, на підставі яких проведено динамічні випробування піввагонів, обладнаних дворядними конічними підшипниками і циліндричними підшипниками, що виготовлені різними виробниками. Встановлено, що вантажні вагони, обладнані дослідними конічними підшипниками, задовольняють вимоги нормативних документів щодо динамічних якостей при швидкостях руху до 33,3 м/с (120 км/год).

8. Запропоновано метод визначення показників надійності буксових підшипників з урахуванням діючих на підшипник експлуатаційних навантажень. Визначено, що при найбільш несприятливих умовах навантажень 90-відсотковий ресурс дворядних конічних підшипників складає не менше 0,973 млн км пробігу. Створено модель, що дозволяє прогнозувати розподілення напрацювання до відмови дворядних конічних підшипників.

Запропоновано імовірнісні моделі, які дозволяють прогнозувати розподілення напрацювання до відмови буксових підшипників, які відрізняються тим, що враховують як неоднорідність статистичної вибірки, так і вплив на процес виникнення відмов різних за походженням чинників.

9. Доопрацьовано метод перерахунку результатів скорочених експлуатаційних випробувань у дослідному маршруті Укрзалізниці Роковата-Ужгород на реальні умови експлуатації з урахуванням фактичного навантаження на підшипники. Встановлено, що 1 км пробігу вагонів, обладнаних дослідними буксовими вузлами у дослідному маршруті еквівалентний 1,88 км в реальній експлуатації.

10. Проведено порівняльні експлуатаційні випробування дворядних конічних підшипників і циліндричних підшипників, виготовлених різними виробниками, в буксах вантажних вагонів. Випробування підтвердили, що циліндричні роликові підшипники не забезпечують необхідного рівня надійності в експлуатації. В той же час в ході випробувань при досягненні пробігу 350 тис. км не було зареєстровано жодної відмови буксових вузлів з конічними підшипниками.

Визначено показники надійності конічних буксових підшипників. Нижня межа ймовірності безвідмовної роботи складатиме 0,889, а верхня – 1.

11. Розроблено модель визначення вартості життєвого циклу буксових вузлів з урахуванням основних діючих експлуатаційних чинників. За допомогою одержаної моделі можна оцінювати вплив різних експлуатаційних характеристик підшипників на вартість життєвого циклу. Показано, що серед інших чинників найбільший вплив на економічний ефект досягається за підвищення надійності та збільшення періодичності проведення ремонтів БВ до 10 років. Економічний ефект від впровадження конічних підшипників касетного типу складе не менше 3400 грн на рік на кожен вагон робочого парку. Термін окупності капітальних вкладень не перевищить 2,9 року.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Мартинов І. Е. До питання удосконалення конструкції конічних підшипників транспортних засобів / І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць Київського університету економіки і технологій транспорт. Серія: Транспортні системи і технології. – Вип. 5. – К., 2004. – С. 45-48.
2. Мартинов І. Е. Дослідження напруженого стану конічних роликотопідшипників / І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – Вип. 81. – С. 83-86.
3. Мартинов І. Е. Питання розрахунку довговічності буксових роликотопідшипників / І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2000. – Вип. 44. – С. 76-79.
4. Мартинов І. Е. Планування випробувань високонадійних вузлів вагонів / І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць Київського університету економіки і технологій транспорту. Серія: Транспортні системи і технології. - Вип. 7. – К., 2005. – С. 79-83.
5. Тартаковський Е. Д., Мартинов І. Е., Устич П. А. До питання створення моделі відмов буксових роликотопідшипників / І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць. - Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 96. – С. 154-158.
6. Мартинов І. Е. До питання визначення показників надійності буксових підшипників вантажних вагонів / Е. Д. Тартаковський, І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць. - Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 99. – С. 81-87.
7. Мартинов І. Е. Визначення довговічності конічних підшипників для рухомого складу / І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць. – Харків, 2007. – Вип. 86. – С. 56-61
8. Мартинов И. Э. К вопросу повышения надежности буксовых узлов с подшипниками качения / В. А. Мельничук, А. В. Донченко, И. Э. Мартинов // *Залізничний транспорт України*. – 2002. - №5. – С. 34-37.
9. К вопросу внедрения вагонных букс с коническими роликотоподшипниками / А. Д. Лашко, В. В. Мархай, И. Э. Мартинов [та ін.] // *Залізничний транспорт України*. – 2006. – №2. – С. 17-19.
10. Мартинов И. Э. К проблеме совершенствования подшипникового узла вагонов / А. П. Горбенко, А. В. Донченко, И. Э. Мартинов // *Залізничний транспорт України*. – 1999. – №6. – С. 39-42.
11. Мартинов И. Э. К вопросу выбора подшипника для букс грузовых вагонов / В. В. Головкин, И. Э. Мартинов, А. В. Труфанова // *Коммунальное хозяйство городов. Научно-технический сборник*. – Вип. 43. – Серія: Технические науки. – К.: Техніка, 2002. – С. 236-240.
12. До питання підвищення ефективності роботи ходових частин вантажних вагонів / А. В. Донченко, І. Е. Мартинов, Ю. О. Холод [та ін.] // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2003. – Вип. 54. – С. 11-16.
13. Мартинов І. Е. Визначення показників надійності вагонних букс за результатами випробувань / І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2005. – Вип. 68. – С. 191-198.

14. Мартинов І. Е. До питання оцінки ефективності удосконалювання букс вантажних вагонів / І. Е. Мартинов, Ю. Є Калабухін // Зб. наук. праць Київського університету економіки і технологій транспорту. Серія: Транспортні системи і технології. – Вип. 1-2. – К., 2003. – С. 54-59.
15. Мартынов И. Э. Буксовые узлы отечественных вагонов: история и перспективы / И. Э. Мартынов // Залізничний транспорт України. – 2002. – №6. – С. 34-37.
16. Мартынов И. Э. К вопросу обеспечения безопасности движения поездов / И. Э. Мартынов // Зб. наук. праць Київського університету економіки і технологій транспорту. Серія: Транспортні системи і технології. – К., 2003. – Вип. 3. – С. 62-66.
17. Мартинов І. Е. Економічне оцінювання використання модернізованих буксових вузлів вантажних вагонів / Ю. Є. Калабухін, І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2000. – Вип. 42. – С. 26-30
18. Мартинов І. Е. До питання оптимізації підшипників букс вантажного рухомого складу / І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2004. – Вип. 64. – С. 147-153.
19. Мартинов І. Е. До питання оцінки показників надійності торцевого кріплення букс вантажних вагонів / І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2001. – Вип. 46. – С. 76-79.
20. Мартинов І. Е. Технічний стан буксових роликопідшипників вантажних вагонів / І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2000. – Вип. 41. – С. 38-42.
21. Мартинов І. Е. До питання підвищення надійності роботи роликових букс / І. Е. Мартинов, А. В. Труфанова, М. К. Косован // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2006. – Вип. 79. – С. 103-108.
22. Мартинов І. Е. Дослідження впливу напруженого стану напівбукси на безпеку руху поїздів / І. Е. Мартинов, А. В. Труфанова, Д. О. Шамшей // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – Вип. 81. – С. 149-152.
23. Мартынов И. Э. Анализ опыта эксплуатации цилиндрических роликоподшипников букс грузовых вагонов / И. Э. Мартынов // Вісник Східно-українського державного університету. – Луганськ, 2000. – №5 (27). – С. 157-159.
24. Мартынов И. Э. Оценка эффективности совершенствования подшипников транспортных средств / И. Э. Мартынов // Автомобильный транспорт. Сб. науч. трудов. – Харьков, 2002. – Вып. 9. – С. 51-54.
25. Мартинов І. Э. Результати температурних випробувань дослідних буксових вузлів вантажних вагонів / І. Е. Мартынов // Восточно-украинский журнал передовых технологий. - Харьков: 2004. - №7 (1). – С. 66-69.
26. Мартынов И. Э. Сравнительные испытания подшипников для букс грузовых вагонов / И. Э. Мартынов // Вісник Національного технічного університету ХПІ. Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. Збірник наукових праць. – Харків, 2002. – №6. – Т. 1. – С. 50-56.

27. Оцінювання ходових якостей вагонів з дослідними роликотідишипниками / А. В. Донченко, В. В. Ільчишин, І. Е. Мартинов [та ін.] // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2004. – Вип. 57. – С. 14-20.
28. Пути повышения безопасности движения в вагонном хозяйстве // А. Ф. Гаврилюк, В. Н. Самсонкин, И. Э. Мартынов [и др.] // Восточно-украинский журнал передовых технологий. – Харьков, 2003. – №5. – С. 30-32.
29. Результати динамічних випробувань вагонів з дослідними роликотідишипниками / А. В. Донченко А. В., В. В. Ільчишин, І. Е. Мартинов [та ін.] // Зб. наук. праць Київського університету економіки і технологій транспорту. Серія: Транспортні системи і технології. – Вип. 4. – К., 2003. – С. 106-110.
30. Результаты стендовых испытаний конических роликотідишипников / В. Ф. Головкин, И. Э. Мартынов, В. В. Карпенко [и др.] // Автомобильный транспорт. Сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ. – 2002. – Вип. 10. – С. 47-50.
31. Мартинов І. Е. Моделювання роботи буксових роликотідишипників / І. Е. Мартинов, А. В. Труфанова, Д. О. Шамшей // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2006. – Вип. 76. – С. 200-204.

Додатково матеріали дисертаційної роботи викладено в роботах:

32. Мартынов И. Э. Моделирование работы вагонных букс с роликотідишипниками / И. Э. Мартынов // Безопасность движения поездов: труды VII науч.-практ. конф., 26-27 октября 2006 г. – М., 2006 г. – С. VI-15 - VI-16.
33. Мартынов И. Э. К вопросу оценки надежности буксовых узлов грузовых вагонов / И. Э. Мартынов // Проблемы механики железнодорожного транспорта: Динамика, надежность и безопасность движения подвижного состава: X междунар. конф. Тезисы докладов. - Днепропетровск, 2000. - С. 182-183.
34. Мартынов И. Э. К вопросу расчета долговечности подшипников вагонных букс / И. Э. Мартынов // Проблемы механики железнодорожного транспорта: Динамика, надежность и безопасность движения подвижного состава. XI междунар. конф. Тезисы докладов. - Днепропетровск, 2004. - С. 77.
35. Мартынов И. Э. Результаты сравнительных испытаний вагонных роликотідишипников / И. Э. Мартынов // Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте: труды IV междунар. науч.-практ. конф. 07-08 июня 2001 г. – М., 2001. - 106 с.
36. Мартынов И. Э. Расчет подшипников качения буксовых узлов вагонов / И. Э. Мартынов // Методические указания для студентов ХарГАЖТ и слушателей ИППК. - Харьков, ХарДАЗТ, 1996. – 35 с.
37. Мартынов И. Э. Результаты испытаний роликотідишипников для букс грузовых вагонов / И. Э. Мартынов // Актуальные проблемы развития

транспортных систем и строительного комплекса: Труды межд. науч.-практ. конф. – Гомель, 2001. – С. 81-82.

38. Мартынов И. Э. К вопросу обеспечения безотказной работы буксовых узлов грузовых вагонов / И. Э. Мартынов, В. П. Кабачный // Безопасность движения поездов: труды I науч.-практ. конф. "(Москва, 10-12 ноября 1999 г.) – М., 1999. - С. II-19 - II-20.

39. Мартынов И. Э. Оценка влияния усовершенствования вагонных букс на безопасность движения поездов / И. Э. Мартынов, Ю. Е. Калабухин // Вплив людського фактору на безпеку руху на залізничному транспорті: тези доповідей 4-тої міжн. конф., 25-27 вересня 2001 р. – Львів, 2001. - С. 20.

40. Мартинов І. Е. Пути повышения надежности роликовых букс / І. Е. Мартинов, А. В. Труфанова // Наука в транспортному вимірі: наукові праці, тези доповідей міжнар. наук.-практ. конф., 12-13 травня 2005 р. – К., 2005. - С. 167.

41. Мартынов И. Э. Вопросы совершенствования ходовых частей грузовых вагонов / И. Э. Мартынов, А. В. Труфанова // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: тезисы докладов IV междунар. научно-техн. конф., 6-9 июля 2005 г. – Санкт-Петербург, 2005 г. – С. 141-142.

## АНОТАЦІЯ

Мартинов І. Е. Розвиток методів розрахунку та випробувань буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з урахуванням особливостей їх експлуатації. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів; Українська державна академія залізничного транспорту; Харків, 2009.

Дисертація присвячена розвитку методів розрахунку і випробувань буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з урахуванням особливостей їх експлуатації.

Запропоновано обґрунтування процедури розв'язання науково-прикладної проблеми розвитку методів розрахунку та випробувань буксових підшипникових вузлів з урахуванням експлуатаційних навантажень, яка узагальнює визначення параметрів перспективних підшипникових вузлів вантажних вагонів.

Встановлено, що перспективним шляхом удосконалення роликових букс є використання підшипників, що сприймають радіальні і осьові сили тертям кочення.

Розроблена математична модель буксового підшипникового вузла вантажного вагона, обладнаного дворядним конічним підшипником з використанням об'ємних тривимірних звичайно-елементних схем. Проведено дослідження напружено-деформованого стану елементів підшипникових вузлів і

законів розподілу навантаження між тілами кочення.

Проведені порівняльні температурні випробування різних типів підшипникових вузлів.

Допрацьовані методи визначення динамічних характеристик вантажних вагонів і проведені динамічні випробування піввагонів, обладнаних різними типами буксових підшипникових вузлів.

Розроблено метод визначення показників надійності буксових підшипників з урахуванням діючих еквівалентних навантажень. Встановлено, що за найбільш несприятливих умов навантаження 90-процентний ресурс дворядних конічних підшипників складає не менше 0,973 млн. км пробігу. Розроблена імовірнісна модель, що дозволяє прогнозувати розподіл напрацювання до відмови дворядних конічних підшипників.

Проведено порівняльні експлуатаційні випробування дворядних конічних підшипників і циліндричних підшипників, виготовлених різними виробниками, в буксах вантажних вагонів. За наслідками випробувань визначені показники надійності і довговічності буксових підшипникових вузлів.

Розроблено модель визначення вартості життєвого циклу буксових вузлів з урахуванням основних діючих експлуатаційних чинників. Економічний ефект від впровадження дворядних конічних підшипників складе не менше 3400 грн на рік на кожен вагон робочого парку.

Ключові слова: буксовий підшипниковий вузол, надійність, дворядний конічний підшипник, напруження, довговічність, випробування.

### **АННОТАЦІЯ**

Мартынов И. Э. Развитие методов расчета и испытаний буксовых подшипниковых узлов грузовых вагонов с учетом особенностей их эксплуатации – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.22.07 – подвижной состав железных дорог и тяга поездов; Украинская государственная академия железнодорожного транспорта; Харьков, 2009.

Диссертация посвящена развитию методов расчета и испытаний буксовых подшипниковых узлов грузовых вагонов с учетом особенностей их эксплуатации.

Предложено обоснование процедуры решения научно-прикладной проблемы развития методов расчета и испытаний буксовых подшипниковых узлов с учетом особенностей эксплуатации и действующих эксплуатационных нагрузок, которая обобщает определение параметров перспективных подшипниковых узлов грузовых вагонов.

Проведено обследование технического состояния буксовых узлов с цилиндрическими подшипниками. Установлено, что перспективным путем усовершенствования роликовых букс является использование подшипников, воспринимающих радиальные и осевые силы трением качения.

Разработана модель буксового подшипникового узла, оборудованного



двурядным коническим подшипником с использованием объемных трехмерных конечно-элементных схем. Проведено исследование напряженно-деформированного состояния элементов подшипниковых узлов и законов распределения нагрузки между телами качения.

Получили дальнейшее развитие методы исследования энергетических характеристик буксовых подшипников. Проведены сравнительные температурные испытания разных типов подшипниковых узлов.

Доработаны методы определения динамических характеристик грузовых вагонов и проведены ходовые динамические испытания полувагонов, оборудованных различными типами подшипниковых узлов.

Предложены научные подходы к определению показателей надежности буксовых подшипников с учетом действующих эквивалентных нагрузок. Установлено, что при наиболее неблагоприятных условиях нагружения 90-процентный ресурс двухрядных конических подшипников составляет не менее 0,973 млн. км пробега. Разработана вероятностная модель, позволяющая прогнозировать распределение наработки до отказа двухрядных конических подшипников.

Доработан метод пересчета результатов ускоренных эксплуатационных испытаний в опытном маршруте Роковатая-Ужгород на фактические условия эксплуатации.

Проведены сравнительные эксплуатационные испытания двухрядных конических подшипников и цилиндрических подшипников, изготовленных разными производителями, в буксах грузовых вагонов. По результатам испытаний определены показатели надежности и долговечности буксовых подшипниковых узлов.

Разработана модель определения стоимости жизненного цикла буксовых узлов с учетом основных действующих эксплуатационных факторов. Экономический эффект от внедрения двухрядных конических подшипников составит не меньше 3400 грн на год на каждый вагон рабочего парка.

Ключевые слова: буксовый подшипниковый узел, надежность, двухрядный конический подшипник, напряжения, долговечность, испытания.

## THE SUMMARY

Martynov I. E. Development methods of calculation and tests of axle bearing boxes of freight carriages taking into account the features of their exploitation. The manuscript.

Dissertation on competition of scientific doctor degree of technical sciences on a specialty 05.22.07 – a rolling stock of railways and train tractions; Ukrainian State Academy of Railway Transport; Kharkov, 2009.

Dissertation is devoted to development of methods of calculation and tests of axle bearing boxes of freight carriages taking into account the features of their exploitation.

Conception of creation of axle bearing boxes of freight carriages is devel-

oped for the railways of Ukraine which summarizes determination of the scientifically-grounded descriptions and develops principles of creation of bearing knots taking into account the existent terms of loading.

The inspection of the technical state of axle bearing boxes is conducted with the cylindrical bearings.

The model of the axle bearing boxes equipped by the tapered roller bearing with the use of by volumes three-dimensional certainly-elements charts is developed. Research of the tensely-deformed state of elements of bearing.

The comparative temperature tests of different types of axle bearing boxes are conducted.

Scientific approaches are offered to determination of reliability indexes of the bearing taking into account the operating equivalent loadings. The probabilistic model allowing to forecast distributing of work completely tapered bearings is developed.

The comparative operating tests of the axle bearing boxes and cylindrical bearings made different producers are conducted, in axle boxes of freight carriages. On results the tests reliability and longevity of axle bearing boxes indexes are certain.

Keywords: axle bearing boxes, reliability, tapered roller bearing, tensions, longevity, tests.