

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет залізничного транспорту

ІЛЬЧИШИН ВАСИЛЬ МИХАЙЛОВИЧ

УДК 629.4.027.11.001.24

**ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ КРИТИХ
УНІВЕРСАЛЬНИХ ВАГОНІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2015

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі вагонів Українського державного університету залізничного транспорту Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник – доктор технічних наук, професор
Мартинов Ігор Ернстович,
Український державний університет залізничного
транспорту, кафедра вагонів, завідувач кафедри

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Кельріх Мусій Борисович,
Державний економіко-технологічний університет
транспорту, кафедра вагонів та вагонного госпо-
дарства, завідувач кафедри

кандидат технічних наук, старший науковий спів-
робітник
Донченко Анатолій Володимирович,
Державне підприємство "Український науково-
дослідний інститут вагобудування", директор

Захист відбудеться "12" листопада 2015 року о _____ годині на засіданні спеці-
алізованої вченої ради Д 64.820.04 в Українському державному університеті залізни-
чного транспорту за адресою: 61050, м. Харків, майдан Фейєрбаха, 7.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Українського державного уні-
верситету залізничного транспорту за адресою: 61050, м. Харків, майдан Фейєрбаха,
7.

Автореферат розісланий “ _____ ” жовтня 2015 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради

А. В. Прохорченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Залізничний транспорт України є однією з найважливіших галузей народного господарства країни, оскільки він виконує переважну більшість вантажних і пасажирських перевезень. Інтеграція економіки України в систему світових економічних відносин потребує збільшення конкурентоздатності залізниць шляхом підвищення якості транспортних послуг. Для забезпечення безпеки руху поїздів вантажні вагони повинні мати високу надійність. Тому першочерговим завданням залишається зменшення кількості відмов елементів конструкцій вагонів на шляху прямування за умови збільшення довжини безремонтних пробігів.

Важливим елементом конструкції вагона є буксові вузли (БВ). Багаторічний досвід експлуатації буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів, у яких використовуються циліндричні роликові підшипники, показав, що вони не задовольняють сучасні умови експлуатації. Так, за період 1995 – 2013 рр. частка транспортних подій (відчеплення вагона через технічні несправності на шляху прямування), що викликані відмовами елементів підшипникових вузлів, склала 42,96 %. Саме відмови буксових вузлів за зазначений період призвели до 2908 випадків відчеплення вагонів і затримки поїздів.

Одним зі шляхів підвищення надійності роликових букс є використання підшипників касетного типу, які мають заздалегідь обумовлений виробниками пробіг. Але останній установлюється на підставі загальних пересічних навантажень та не враховує інтенсивність завантаження вагонів певних типів.

Таким чином, дослідження, спрямовані на підвищення надійності буксових вузлів та обґрунтування диференційованого терміну служби БВ критих універсальних вагонів у залежності від режиму експлуатації, сприятимуть підвищенню швидкостей руху, збільшенню безремонтних пробігів вагонів і забезпечать підвищення технічного рівня вітчизняних вантажних вагонів.

Тому тема дисертації, що спрямована на розв'язання науково-прикладного завдання підвищення надійності буксових вузлів критих універсальних вагонів в умовах експлуатації, є важливою й актуальною, має вагоме значення для підвищення ефективності використання вагонного парку залізниць України.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. 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-дослідною роботою "Проведення експлуатаційних випробувань буксових вузлів колісних пар, обладнаних циліндричними підшипниками касетного типу СВU (здвоєний), аналіз результатів випробувань та надання рекомендацій щодо подальшого використання" (ДР № 0112U007564).

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є підвищення надійності буксових вузлів критих універсальних вагонів в умовах експлуатації.

Поставлена мета визначила такі основні задачі досліджень:

– провести аналіз причин порушення безпеки руху через відмови вантажних вагонів та отримати залежності параметра потоку відмов критих універсальних вагонів через нагрів роликових букс;

- виконати дослідження технічного стану буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з циліндричними підшипниками та визначити основні причини, що можуть призвести до відмов буксових вузлів у цілому;
- запропонувати математичну модель та визначити показники надійності циліндричних роликів підшипників, що використовуються в буксових вузлах критих універсальних вагонів;
- розробити тривимірну модель буксового підшипникового вузла вантажного вагона, обладнаного здвоєним циліндричним підшипником касетного типу, та дослідити вплив форми твірної роликів на розподіл контактних напружень для прогнозування довговічності буксових циліндричних підшипників;
- науково обґрунтувати можливість установалення диференційованих термінів експлуатації для буксових вузлів з циліндричними підшипниками касетного типу, що використовуються у вантажних вагонах, у залежності від рівня експлуатаційної завантаженості останніх;
- перевірити адекватність запропонованих моделей шляхом визначення фактичних показників надійності буксових підшипникових вузлів зі здвоєними циліндричними підшипниками за результатами експлуатаційних випробувань;
- оцінити доцільність запропонованих рекомендацій.

Об'єкт дослідження – процес оцінювання довговічності буксових вузлів критих універсальних вагонів.

Предмет дослідження – буксові вузли критих універсальних вагонів.

Методи дослідження. Поставлені в дисертаційній роботі задачі вирішувались за допомогою таких методів: теорії ймовірностей, теорії надійності та математичної статистики при формуванні ймовірнісної моделі розподілення напрацювання циліндричних підшипників. При побудові розрахункових моделей буксового підшипникового вузла зі здвоєним циліндричним підшипником касетного типу використовувались методи теоретичної та будівельної механіки. Дослідження напружено-деформованого стану елементів буксових підшипникових вузлів проводилось за допомогою теорії пружності та методу скінченних елементів (МСЕ). Показники надійності підшипникових вузлів обчислювались за результатами експлуатаційних випробувань вагонів у дослідному маршруті Укрзалізниці Роковата – Ужгород.

Достовірність одержаних результатів визначено зіставленням результатів теоретичних і експериментальних досліджень.

Наукова новизна одержаних результатів. У дисертаційній роботі вирішено науково-прикладне завдання підвищення надійності буксових вузлів критих універсальних вагонів в умовах експлуатації.

Вперше:

- отримана залежність параметра потоку відмов критих універсальних вагонів через нагрів роликів букс у часі;
- досліджено вплив форми твірної роликів на розподіл контактних напружень для прогнозування довговічності буксових циліндричних підшипників;
- науково обґрунтована можливість установалення диференційованих термінів експлуатації для буксових вузлів з циліндричними підшипниками касетного типу, що використовуються у вантажних вагонах, у залежності від рівня експлуатацій-

ної завантаженості останніх.

Доопрацьовано:

- 3-D модель буксового підшипникового вузла критого універсального вагона, яка враховує конструктивні особливості зведеного циліндричного підшипника касетного типу;

- імовірнісна модель для оцінки показників безвідмовності буксових підшипникових вузлів критих універсальних вагонів, яка на відміну від існуючих враховує вплив на виникнення відмов різних за походженням чинників;

- процедура оцінки ресурсу буксових підшипникових вузлів критих універсальних вагонів зі зведеними циліндричними підшипниками касетного типу, яка враховує ймовірнісний характер діючих на вагон навантажень та режим експлуатації.

Практичне значення одержаних результатів. Побудована модель дослідження напружено-деформованого стану елементів буксових підшипникових вузлів зі зведеними циліндричними підшипниками критих універсальних вагонів впроваджена у ПАТ "Крюковський вагонобудівний завод" і використовується при проектуванні вагонів нового покоління. Це дало змогу скоротити час проектування та збільшити надійність залізничних підшипників буксвантажних вагонів вітчизняного виробництва.

Результати дисертаційної роботи також використовуються у навчальному процесі для підготовки студентів та магістрів спеціальності "Вагони та вагонне господарство" Української державної академії залізничного транспорту при вивченні дисциплін "Вагони (конструювання та розрахунки)", "Надійність вагонів та технічна діагностика ЗРС", "Основи технічного обслуговування вагонів", а також у Навчально-науковому інституті підвищення кваліфікації та перепідготовки кадрів при УкрДАЗТ.

Практичне впровадження результатів роботи підтверджено відповідними актами впровадження, які подані в додатках до дисертаційної роботи.

Особистий внесок здобувача. Наукові положення, результати досліджень, які виносяться на захист, були отримані автором самостійно і проводились в Українському державному університеті залізничного транспорту. У роботах, які опубліковані у співавторстві, здобувачу належить: [1] – аналіз основних причин, що викликають нагрів роликів букс; [2] – розроблення моделі визначення показників надійності буксових вузлів критих універсальних вагонів; [5] – визначення показників надійності циліндричних роликів підшипників у буксах критих універсальних вагонів; [7] – досліджено вплив форми твірної роликів на розподіл контактних напружень; [8] – аналіз результатів експлуатаційних випробувань; [9] – розробка рекомендацій щодо технології ремонту обладнання рефрижераторних вагонів; [6, 11, 13] – аналіз причин виникнення випадків порушення безпеки руху через відмови буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з циліндричними підшипниками; [10, 12] – аналіз результатів розрахунку елементів буксових вузлів на міцність.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідалися й отримали схвалення на таких конференціях:

- VI Міжнародній науково-практичній конференції "Проблеми та перспек-

тиви розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології" (Україна, м. Київ, 2013 р.

– V Міжнародній науково-практичній конференції "Інноваційні технології на залізничному транспорті" (Англія, м. Лондон, 2014 р.);

– XIII Міжнародній науково-практичній конференції "Безпека руху поїздів" (Росія, м. Москва, 2012 р.);

– 74-й та 76-й Міжнародних науково-технічних конференціях кафедр УкрДАЗТ і фахівців залізничного транспорту (Україна, м. Харків, 2012, 2014 рр.).

Повністю дисертаційна робота доповідалася та була позитивно оцінена:

– на розширеному засіданні кафедри вагонів Української державної академії залізничного транспорту (м. Харків);

– на засіданні кафедри вагонів та вагонного господарства Державного економіко-технологічного університету транспорту (м. Київ).

Публікації. Відповідно до теми дисертації опубліковано 14 наукових праць, з яких 8 статей (дві без співавторів), що опубліковано у фахових виданнях, затверджених МОН України (одна стаття включена до міжнародних наукометричних баз), а також одна додаткова праця та 5 праць апробаційного характеру.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг тексту дисертації складає 184 сторінки, обсяг основного тексту – 112 сторінок, 52 ілюстрації, 3 таблиці, список використаних джерел включає 141 найменування, 4 додатки.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність обраної теми дослідження, сформульована мета й задачі дисертаційної роботи, сформульовані її наукова новизна та практична цінність, подана загальна характеристика дисертаційної роботи.

У першому розділі дисертаційної роботи наведено результати аналізу наукових досліджень, спрямованих на визначення раціональних характеристик буксових вузлів вагонів та удосконалення методів розрахунку їх міцності та надійності.

Питання впровадження ресурсозберігаючих технологій на залізничному транспорті висвітлені в дослідженнях С. В. Панченка, Т. В. Бутько, В. М. Самсонкіна та ін. Загальним питанням підвищення надійності рухомого складу залізниць присвячені фундаментальні дослідження О. Л. Голубенка, Ю. В. Дьоміна, М. Б. Кельріха, В. І. Мороза, С. В. Мямліна, Е. Д. Тартаковського та ін. Над удосконаленням системи технічного обслуговування та ремонту рухомого складу успішно працюють О. Б. Бабанін, М. І. Горбунов, Ю. Є. Калабухін, В. П. Ткаченко, О. В. Устенко, А. П. Фалендиш та ін. Підвищенню надійності конструкцій вагонів та їх вузлів присвячені роботи В. М. Бубнова, А. В. Донченка, І. Е. Мартинова, В. Г. Маслієва, О. М. Савчука, В. Ф. Ушкалова.

Серед наукових установ фундаментальні дослідження виконувались Українським державним університетом залізничного транспорту, Дніпропетровським національним університетом залізничного транспорту ім. В. Лазаряна (Україна), Українським науково-дослідним інститутом вагонобудування (Україна), Всеросійським науково-дослідним інститутом залізничного транспорту (Росія), Московським державним університетом шляхів сполучення (Росія) та ін.

На залізницях України, країн СНД та Балтії понад 50 років у вантажних ваго-

нах використовуються колісні пари, обладнані буксовими вузлами з циліндричними роликowymi підшипниками. Багаторічний досвід експлуатації таких вузлів показав, що їхня надійність недостатня для забезпечення безпеки руху протягом нормативного строку служби вагона. Так, за період 1995 – 2013 рр. доля транспортних подій (відчеплення вагона через технічні несправності на шляху прямування), що викликані відмовами елементів підшипникових вузлів, склала 42,96 %. Саме відмови буксових вузлів за зазначений період призвели до 2908 випадків відчеплення вагонів і затримки поїздів.

Додатково оглядачами вагонів лише за 2008 – 2014 рр. було виявлено 6490 випадків відмов буксових вузлів, які створювали загрозу безпеці руху і вимагали заміни колісної пари.

Останніми роками на залізницях світу, у тому числі й України, спостерігається тенденція до використання на вагонах буксових вузлів касетного типу (з конічними підшипниками TBU або циліндричними CBU), які мають підвищену надійність. Виробники підшипників гарантують значно подовжений термін експлуатації між проведенням повних ревізій (до 800 тис. км).

Але зазначена величина граничного пробігу недостатньо обґрунтована, оскільки вона встановлена на підставі загальних пересічних навантажень, що діють на колісні пари, та не враховує інтенсивність експлуатації буксових вузлів. Так, середнє статичне навантаження, середня дальність перевезення вантажів, коефіцієнт порожнього пробігу суттєво відрізняються у вагонів різних типів.

Дослідження фактичних режимів завантаження критих універсальних вагонів в експлуатації дає можливість установити закономірності витрачання ресурсу буксових вузлів і дає змогу встановити подовжений терміні експлуатації останніх.

Крім того, при розрахунку на міцність і надійність елементів конструкції БВ використовуються спрощені схеми, які не враховують ряд діючих чинників. Недосконалість існуючих методів розрахунку призвела до значних похибок при визначенні показників надійності буксових підшипникових вузлів і розбіжності з фактичними результатами експлуатації.

У другому розділі викладено результати досліджень, присвячених установленню показників надійності елементів конструкції буксових вузлів критих універсальних вагонів. На першому етапі в результаті обробки статистичних даних про відчеплення вагонів на шляху прямування, наданих Головним управлінням вагонного господарства Укрзалізниці, одержана залежність, що характеризує зміну кількості відчеплень з цієї причини за період 1995 – 2012 рр.

Якщо починати відлік з 1995 р., то відповідна залежність буде мати такий вигляд

$$\Delta(t) = 0,031t^4 - 0,1205t^3 + 2,4234t^2 - 43,121t + 409,26, \quad (1)$$

де t – роки, що відраховуються після 1995 р.

Але отримана залежність не може повною мірою характеризувати надійність буксових вузлів вагонів. Тому була встановлена залежність зміни параметра потоку відмов вантажних вагонів через відмови підшипникових вузлів (у розрахунку на 1 млн ваг. км) оскільки саме цей показник дає змогу узагальнити зміни, які відбулися за цей час на залізничному транспорті: зменшення робочого парку вагонів, коливан-

ня вантажообігу, виключення вагонів з інвентарного парку тощо (рис. 1)

$$\omega(t) = 0,000006t^3 + 0,0006t^2 - 0,021t + 0,18 \quad (2)$$

де ω – параметр потоку відмов, t – роки, що відраховуються після 1995 р.

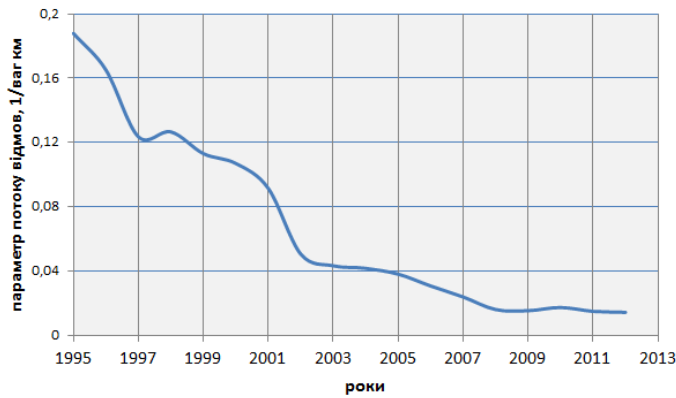


Рис. 1. Залежність зміни параметра потоку відмов вантажних вагонів через нагрів буксових вузлів

римали відповідальність за підтримання вагонів у належному технічному стані.

На рис. 2 наведені результати, що характеризують параметр потоку відмов через пошкодження роликів букс для загального вагонного парку у порівнянні з парком критих універсальних вагонів у 2012 р.

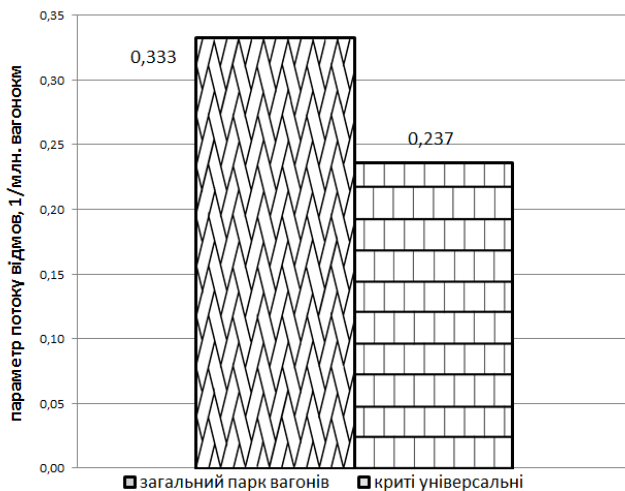


Рис. 2. Значення параметра потоку відмов вантажних вагонів через пошкодження буксових вузлів

Наведені дані характеризують рівень надійності буксових вузлів стосовно загального парку вантажних вагонів. Оскільки за останні роки відбулася реструктуризація вагонного парку, унаслідок якої переважна більшість вагонів була розподілена між певними операторами, які стали не лише власниками вантажних вагонів, а й отри-

Очевидно, що у критих універсальних вагонів параметр потоку відмов в 1,25 рази менше, тобто букси критих універсальних вантажних вагонів мають більший рівень надійності.

Для визначення причин цього необхідно проаналізувати технічний стан елементів буксових вузлів колісних пар критих універсальних вагонів, розробити математичну модель, щоб визначити показники надійності останніх.

Дослідження технічного стану буксових вузлів критих універсаль-

них вагонів виконувалось шляхом натурних оглядів у колісно-роликівому цеху державного підприємства "Укррефтранс". Як додаткове джерело інформації також використовувалися журнали форми ВО-91. Усього була оброблена інформація про 16 тис. підшипників.

У практиці загального машинобудування підшипники, як правило, відносяться до так званих виробів, що не відновлюються. Це означає, що повністю скомплектований підшипник після виникнення пошкодження не ремонтується, а замінюється на

новий. Тобто термін служби основних складових елементів підшипника (зовнішнього та внутрішнього кілець, сепаратора та роликів) однаковий.

Експлуатація циліндричних буксових підшипників вагонів принципово відрізняється від зазначеної вище схеми. Ураховуючи високу вартість підшипників, під час проведення повних ревізій підшипники повністю розбираються, складові підшипника проходять обмивання в мийній машині, потім виконується огляд для визначення видів пошкоджень, ремонт та комплектація підшипника в цілому. При цьому неможливо забезпечити при збиранні комплектацію підшипника з тих же елементів. Фактично після збирання підшипник являє собою іншу конструкцію, складові якої (в першу чергу зовнішні та внутрішні кільця) будуть мати різний термін служби. Це ускладнює ідентифікацію фактичного строку служби підшипника в цілому.

Згідно з існуючою нормативною документацією на ремонт буксових вузлів налічується понад 50 видів пошкоджень, але не всі вони мають однакове значення для забезпечення безпеки руху. Так, деякі з них впливають лише на ефективність роботи підшипника. Крім того, ці несправності можна усунути шляхом ремонту на вагоноремонтних підприємствах.

Забраковані в ході оглядів деталі підшипників, що не підлягають ремонту, умовно були розділені на декілька груп:

- дефекти втомного походження (раковини від втоми на кільцях та роликах, лущення кілець і роликів);
- дефекти раптового походження (злами, тріщини, задирки кілець і роликів підшипників, а також приставного упорного кільця);
- корозійні пошкодження кілець і роликів;
- пошкодження латунних сепараторів.

У результаті обробки одержаної інформації встановлено, що понад 85 % оглянутих підшипників мають пошкодження різного ступеня важкості. Аналіз одержаних даних свідчить про те, що найчастіше з ладу виходять зовнішні кільця – 69,80 % від кількості забракованих. Потім ідуть ролики – 18,48 %, внутрішні кільця – 11,72 %.

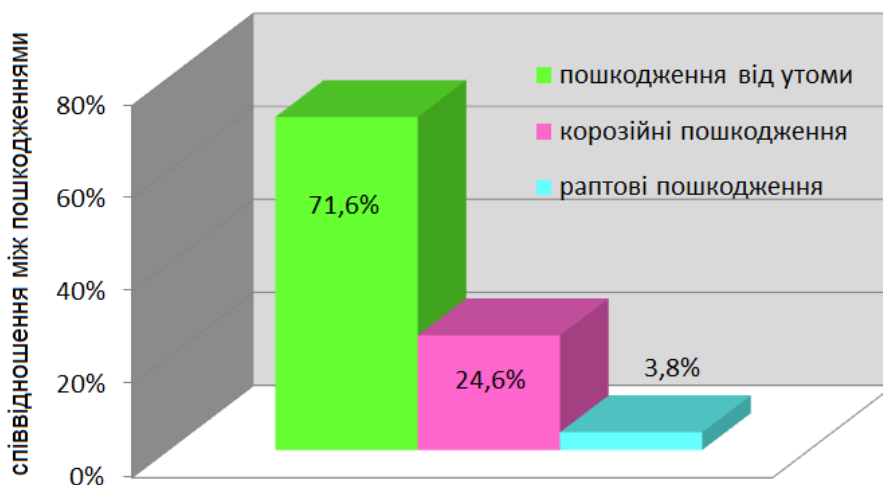


Рис. 3. Співвідношення між причинами пошкоджень деталей підшипників

Майже 20 % оглянутих підшипників не придатні до подальшого використання і вимагають заміни, причому бракуються в основному вони за пошкодженнями від втоми (71,6 %). Потім ідуть корозійні пошкодження – 24,6%, раптові пошкодження у вигляді тріщин та сколів – 3,8 % (рис. 3).

Отримані результати натурних оглядів технічного стану циліндричних роликів підшипників дали можливість створити ймовірнісну модель для визначення показників надійності останніх.

З урахуванням того, що у загальному машинобудуванні підшипники відносяться до виробів, що не відновлюються, переважна більшість дослідників для подібної моделі рекомендує використовувати розподілення Вейбулла-Гнеденко.

Але отримана сукупність експериментальних даних не відповідає умовам статистичної однорідності, тому що у загальну вибірку включені всі види відмов. Також вона складається як з нових підшипників, так і тих, що вже пройшли відновлення. У цьому випадку доцільно використовувати суперпозиційний закон розподілення напрацювання.

Результати обстеження циліндричних буксових підшипників свідчать, що серед них виникають відмови від втоми, раптові відмови та корозійні відмови. Відповідна функція розподілення відмов матиме такий вигляд

$$F(t) = p_1 \cdot F_1(t) + p_2 \cdot F_2(t) + p_3 \cdot F_3(t), \quad (3)$$

де p_1, p_2, p_3 – відповідно ймовірність події, що відмова трапилась через утому, раптові чинники або корозію;

$F_1(t), F_2(t), F_3(t)$ – відповідно функція розподілення для відмов від втоми, раптових відмов, відмов від корозії.

У результаті розрахунків отримана така функція (рис. 4)

$$F(t) = 0.716 \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- \left(\frac{t}{32,03} \right)^{1,89} \right] \right\} + 0.038 \cdot [1 - \exp(-0,000949t)] + 0.246 \cdot \frac{1}{4,8\sqrt{2\pi}} \cdot \int_t^{\infty} \exp \left[\frac{(t - 16,7)^2}{2 \cdot 4,8^2} \right] dt \quad (4)$$



Рис. 4. Функція розподілення напрацювання до відмови

Перевірка адекватності запропонованої моделі експериментальним даним виконувалась за допомогою стандартних методів математичної статистики (за критерієм Пірсона).

За допомогою отриманої моделі можна встановити 90 %-й ресурс підшипників. Так, у підшипників букс критих універсальних вагонів він дорівнює 9,74 роки.

У дослідженнях проф. І. Е. Мартинова доведено, що для вагонів загального парку цей показник складає 4,5 роки, тобто майже вдвічі менше, ніж у критих ваго-

нів. Це свідчить про те, що буксові підшипники критих універсальних вагонів мають більш полегшений режим завантаження.

Припустимо, що БВ вагона має певний ресурс, який був вкладений у буксу при її виготовленні. Оскільки всі буксові вузли мають однакову конструкцію, можна вважати, що вони мають однаковий ресурс. А закономірності витрачання цього ресурсу залежатимуть від режиму експлуатації конкретного буксового підшипникового вузла.

Припустимо, що кожному i -му буксовому вузлу відповідає граничний ресурс $R_i \geq 0$. Значення R_i утворюють послідовність взаємно незалежних однаково розподілених випадкових величин. Таким чином, можна вважати, що граничний ресурс R буксових вузлів являє собою випадкову величину з розмірністю часу (або пробігу). Тоді ресурс буксового вузла R_i , витрачений у процесі експлуатації за час t , можна записати як

$$R_\varepsilon(t) = \int_0^t v[\varepsilon(x)] dt, \quad (5)$$

де $v[\varepsilon(x)]$ – швидкість витрачання ресурсу; $\varepsilon(x)$ – режим експлуатації буксового вузла.

Час відмови τ конструкції визначається з умови

$$R = R_\varepsilon(t) = \int_0^\tau v[\varepsilon(x)] dt. \quad (6)$$

Припустимо, що на мережі залізниць у постійному режимі експлуатуються N абсолютно однакових вузлів буксових вузлів. Моменти їх відмов $\tau_1(\varepsilon_0), \tau_2(\varepsilon_0), \dots, \tau_N(\varepsilon_0)$ вважатимемо значеннями граничних ресурсів, тобто $\tau_i(\varepsilon_0) = R_i$.

Якщо середнє напрацювання буксового вузла істотно більше часу обороту вагона, можна допустити, що при $t \rightarrow \infty$ інтегральне середнє $v(t)$ буде сходитися за ймовірністю до деякої константи:

$$\frac{1}{t} \int_0^t v(t) dt \rightarrow u, \quad (7)$$

де u – середня швидкість витрачання ресурсу.

Будь-який вантажний вагон може послідовно перебувати в трьох станах (рис. 5): простій (режим очікування), якому відповідає швидкість витрачання ресурсу v_1 і час перебування у цьому стані t_1 , пробіг у навантаженому стані (відповідно v_2 та t_2) та порожній пробіг (відповідно v_3 та t_3). Тоді для інтервалу часу, що складається з n циклів обороту вагона, інтегральне середнє процесу $v(t)$ буде мати такий вигляд:

$$\frac{1}{t} \int_0^t v(t) dt = \frac{v_1 \cdot (t_1^1 + t_1^2 + \dots + t_1^n) + v_2 \cdot (t_2^1 + t_2^2 + \dots + t_2^n) + v_3 \cdot (t_3^1 + t_3^2 + \dots + t_3^n)}{t_1^1 + t_1^2 + \dots + t_1^n + t_2^1 + t_2^2 + \dots + t_2^n + t_3^1 + t_3^2 + \dots + t_3^n}. \quad (8)$$

Рис. 5. Реалізація випадкового режиму експлуатації $v(t)$

Визначивши відповідні значення v_i та t_i у вагонів різних типів, можна порівняти відповідну швидкість витрачання ресурсу для буксових підшипників.

У третьому розділі викладено результати дослідження напружено-деформованого стану елементів буксового вузла критого вантажного вагона, обладнаного здвоєним циліндричним підшипником.

Усі навантаження, що сприймаються роликовими підшипниками в буксах вагонів, передаються через ролики від одного кільця підшипника іншому. Найбільш важливими вимогами для підшипників є обмеження стосовно довговічності та величини максимальних контактних напружень.

Довговічність підшипників головним чином залежить від величини та розподілення контактних напружень упродовж твірної роликів. Тому необхідно одержати розподіл контактних навантажень у здвоєному циліндричному підшипнику від дії експлуатаційних навантажень.

Відомі розв'язання контактної задачі відносяться до випадків взаємодії 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 точний математичний розв'язок для таких випадків відсутній.

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

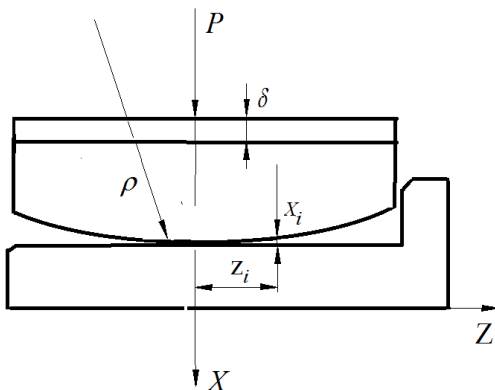


Рис. 6. Схема контакту ролика з кільцем

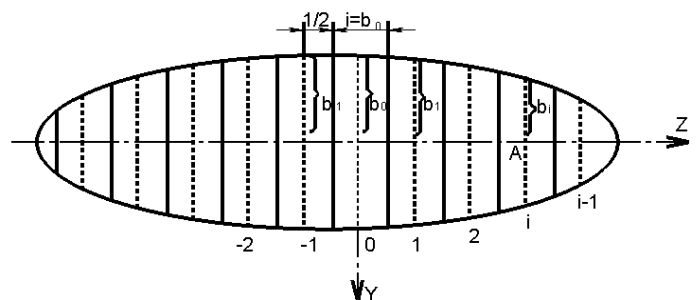


Рис. 7. Схема розбиття площадки контакту

Тоді можна записати, що після прикладання навантаження деформації в межах

площини контакту визначаються так:

$$U_i = \delta - x_{z_i}, \quad (9)$$

де U_i – пружна деформація тіл кочення в i -му перетині; x_{z_i} – зазор між тілами в i -му перетині. Використовуючи гіпотезу плоских перетинів, розіб'ємо площадку контакту на n смуг нескінченно малої ширини (рис. 7).

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

$$\sum_{j=1}^{n-1} U_{ij} + U_{ii} = \delta - x_{z_i}. \quad (10)$$

Кожне з цих рівнянь визначає пружну деформацію на деякій смугі.

Але розв'язання цієї системи рівнянь аналітичним шляхом або за допомогою числових 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, В. М. Котуранова, Ю. П. Бороненка, О. М. Савчука та ін.

На першому етапі початку була розроблена об'ємна скінченно-елементна модель буксового підшипникового вузла вантажного вагона зі здвоєним циліндричним підшипником (рис. 8). Складові елементи конструкції виконано за номінальними розмірами з нульовими припусками.

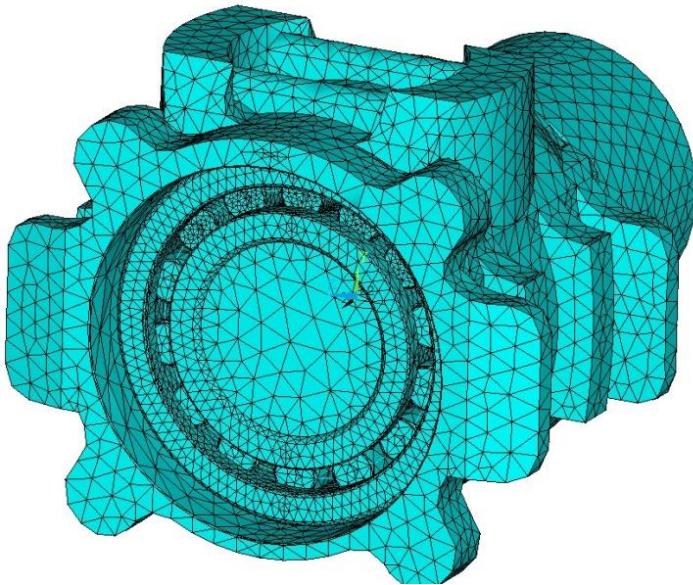


Рис. 8. Скінченно-елементна модель буксового вузла

З урахуванням швидкості виконання розрахунків та мінімальної похибки результатів до 10 % розроблена скінченно-елементна модель буксового вузла, яка складається з 92753 об'ємних тетраедричних скінченних елементів.

За допомогою створеної моделі проведено дослідження напружено-деформованого стану елементів буксового підшипникового вузла.

Зовнішні навантаження прикладалися до приливів у верхній частині корпусу букси. Поздовжнє навантаження прикладалося по нормалі до бокових напрямних.

Посадочна поверхня внутрішнього кільця підшипника закріплювалася повністю (переміщення по всіх трьох степенях вільності прирівнювалися до нуля). Також обмежувалися переміщення кільця підшипника уздовж шийки осі.

Для моделювання контактної взаємодії тіл кочення та кільця дворядного конічного підшипника застосовувалися спеціальні контактні елементи. При розв'язанні

контактної задачі взаємодія проводилася в рамках нелінійного розрахунку, в умовах малих переміщень і деформацій.

У процесі розрахунку створювалися спеціальні фіктивні контактні елементи, що зв'язують контактуючі поверхні. Залежно від відносного переміщення вузлів цих поверхонь, на кожній ітерації уточнювалися зусилля на площадці контакту і знаходився розв'язок для системи нелінійних рівнянь у матричній формі.

Величина максимальних контактних напружень у зоні контакту роликів із зовнішнім та внутрішнім кільцями в діапазоні діючих експлуатаційних навантажень не перевищує 800 МПа (рис. 9.).

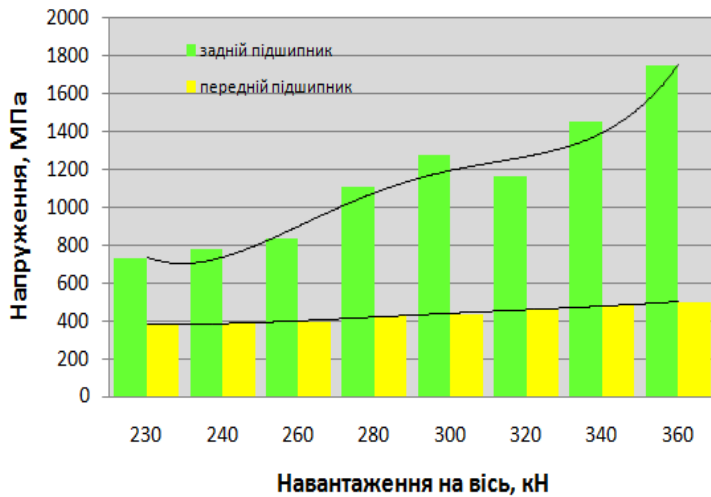


Рис. 9. Залежність зміни максимальних контактних напружень у зоні контакту верхнього ролика із зовнішнім кільцем для переднього та заднього підшипника

тіл кочення із зовнішнім та внутрішнім кільцем. Так, для верхнього ролика переднього підшипника вони такі:

$$\sigma_{max}^{ЗОВ}(\pi) = 0,13(P^B)^4 - 2,65(P^B)^3 + 18,91(P^B)^2 - 38,78P^B + 407,5 \quad (11)$$

$$\sigma_{max}^{ВН}(\pi) = 0,99(P^B)^4 - 28,06(P^B)^3 + 229,4(P^B)^2 - 567,8P^B + 856,5 \quad (12)$$

Результати розрахунків свідчать, що для переднього підшипника розподіл напружень уздовж твірної ролика як у зоні контакту із внутрішнім, так і в зоні контакту з зовнішнім кільцем близький до класичного варіанта: напруження приблизно однакові вздовж усієї довжини твірної та мають максимальні значення в середині ролика (з урахуванням наявності "бомбіни").

Аналогічна картина спостерігається у задньому підшипнику в зоні контакту із зовнішнім кільцем. У той же час при контакті із внутрішнім кільцем наявне суттєве збільшення напружень з одного торця ролика (що міститься біля галтелі шийки осі). Максимальні напруження вдвічі перевищують середні (тобто наявний так званий "крайковий" ефект).

При збільшенні радіального навантаження "крайковий" ефект збільшується. Особливо це помітно для заднього підшипника, де пікові значення контактних напружень (до 2700 МПа) з'явилися і в зоні контакту роликів із зовнішнім кільцем.

У зоні контакту тіл кочення з зовнішнім кільцем найбільші напруження виникають у зоні центрального (першого) ролика. У той же час у зоні контакту тіл кочення із внутрішнім кільцем максимальні напруження досягаються у зоні наступного (другого) ролика. Установлено, що максимальні напруження виникають у місцях переходу від твірної ролика до його торця.

Отримані аналітичні залежності величини максимальних контактних напружень від величини вертикального навантаження в зоні контакту

Величина максимальних напружень після прикладання осьового навантаження в цьому місці збільшилась на 10 %.

Результати досліджень впливу радіуса твірної роликів на контактні напруження наведені на рис. 10.

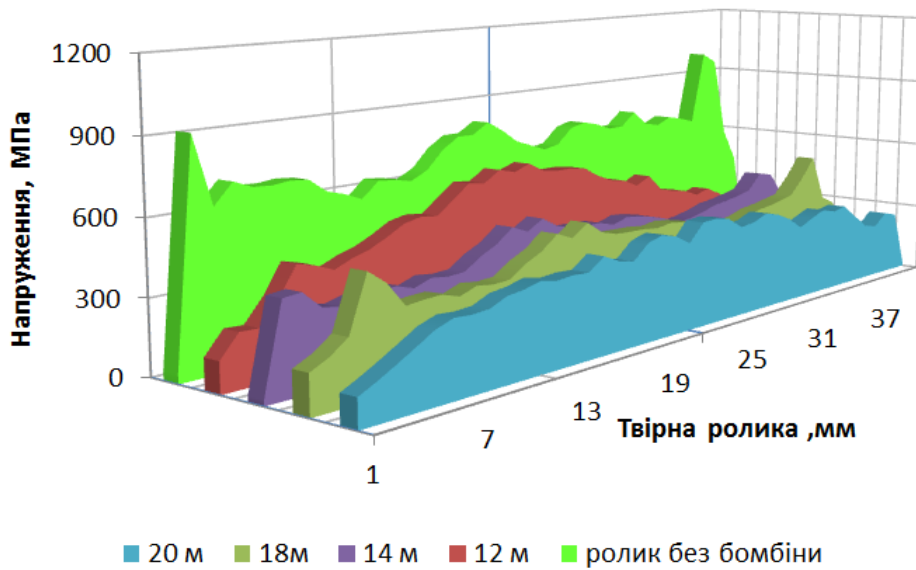


Рис. 10. Розподілення контактних напружень уздовж твірної ролика при контакті з внутрішнім кільцем

Величина максимальних контактних напружень плавно зменшується в залежності від зростання радіуса бомбіни. Найменші напруження виникають при радіусі бомбіни 20 м. Контактні напруження досягають максимуму, якщо ролик перетворюється у циліндр.

У четвертому розділі проведений порівняльний аналіз режимів експлуатації напіввагонів (як найбільш завантаженого типу рухомого складу) та критих універсальних вагонів.

Проаналізувавши номенклатуру вантажів, які перевозяться у критих універсальних вагонах та напіввагонах, встановлено, що у напіввагонів вантажопідйомність повністю (понад 90 %) використовується при перевезенні 90 % вантажів. Для критих універсальних вагонів цей показник складає лише 78 %. Використання вантажопідйомності на 70–80 % та 80–90 % для критих універсальних вагонів приблизно однаково – 9,5 %. У напіввагонів використання вантажопідйомності на 70–80% відбувається у 1,55 %, а відповідно на 80–90 % – у 1,55 %.

Подібні результати отримані при аналізі часу використання вагона.

Для обчислення 90 %-го ресурсу L_{10_i} використовувалась відома формула

$$L_{10_i} = \left(\frac{C_i}{P_{екв_i}} \right)^4, \quad (13)$$

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

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

$$P_{\text{екв}_i} = \int_0^l q_i(x) dx, \quad (14)$$

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

Тобто, знаючи ефективну довжину ролика та з урахуванням довжини скінченного елемента 0,4 мм, можна обчислити величину еквівалентного навантаження для кожного контакту i -го ролика із кільцем. При цьому використовувались результати розрахунків, наведені у попередньому розділі. Отримані значення $P_{\text{екв}_i}$ далі узагальнювались окремо для контакту з зовнішнім та внутрішнім кільцями. Динамічна вантажопідйомність обчислювалася з урахуванням крайових напружень біля кінців роликів.

Процедура обчислення швидкості витрачання ресурсу буксових підшипників виконувалась таким чином. Кожному з режимів використання вантажопідйомності (100, 90, 80, 70, 60, 50 % та порожній режим) відповідає певне навантаження на вісь. З урахуванням коефіцієнта вертикальної динаміки за формулою (13) обчислювалася величина 90 %-го ресурсу підшипників кочення L_{10} .

Проведені розрахунки ресурсу буксових касетних циліндричних підшипників у критих універсальних вагонах свідчать, що його нижня межа перевищує чинне нормативне значення на 22 %.

Для експериментальної перевірки отриманих результатів були проведені експлуатаційні випробування у дослідному маршруті Укрзалізниці Роковата – Ужгород. Згідно з "Програмою-методикою експлуатаційних випробувань буксових вузлів, обладнаних циліндричними підшипників СВУ (здвоєний)" проведені експлуатаційні випробування двох напіввагонів. У експлуатаційних випробуваннях брали участь здвоєні касетні підшипники СВУ виробництва "Саратовський підшипниковий завод" (Росія). При цьому навантаження на вісь становила 230 кН.

Метою випробувань була оцінка працездатності букс, обладнаних дослідними роликотпідшипниками, у реальних умовах експлуатації.

Під час випробувань не були виявлені пошкодження буксових вузлів, що викликали нагрів букс та відчеплення вагона від поїзда на шляху прямування.

У ході проведення комісійних оглядів не виявлені найбільш розповсюджені пошкодження буксових вузлів з типовими циліндричними підшипниками: послаблення торцевого кріплення та наявність задирок типу "ялинка" на торцях роликів та бортах кілець.

За результатами порівняльних експлуатаційних випробувань вагонів, які обладнано буксовими підшипниковими вузлами зі здвоєними циліндричними підшипниками в дослідному маршруті Укрзалізниці Роковата – Ужгород та в реальній експлуатації на залізницях України визначено показники безвідмовності буксових вузлів. Нижня межа ймовірності безвідмовної роботи складає 0,9994, а верхня – 1.

У роботі визначений розрахунковий ефект від упровадження в буксах вантажних вагонів касетних підшипників. Загальна економія експлуатаційних витрат на 1 вагон складатиме близько 12300 грн на рік.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішене актуальне науково-прикладне завдання підвищення надійності буксових вузлів критих універсальних вагонів в умовах експлуатації. Результати проведених теоретичних досліджень та їх експериментальна перевірка дали змогу зробити нижченаведені висновки.

1. На основі аналізу досвіду експлуатації вантажних вагонів зроблено висновок, що буксові вузли, у яких використовуються циліндричні роликові підшипники, мають недостатню надійність. Одним зі шляхів підвищення надійності роликових букс є використання підшипників касетного типу, які мають заздалегідь обумовлений виробниками пробіг. Але останній установлюється на підставі загальних пересічних навантажень та не враховує інтенсивність експлуатації вагонів певних типів. У результаті ресурс буксових вузлів використовується неповністю.

2. Запропонована модель визначення параметра потоку відмов вантажних вагонів загального парку через відмови буксових підшипникових вузлів (у розрахунку на 1 млн ваг. км). В результаті проведеного порівняльного аналізу встановлено, що у критих універсальних вагонів цей показник на 25 % менше.

3. Проведено обстеження технічного стану буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з циліндричними роликовими підшипниками. Встановлено, що понад 85 % оглянутих підшипників мають пошкодження різного ступеня важкості. Майже 20 % оглянутих підшипників не придатні до подальшого використання і вимагають заміни, причому бракуються в основному вони за пошкодженнями від втоми.

4. Запропоновано ймовірнісну модель, яка дає змогу прогнозувати розподілення напрацювання до відмови циліндричних буксових підшипників. За допомогою отриманої моделі встановлено 90 %-й ресурс циліндричних буксових підшипників. У підшипників букс критих універсальних вагонів він дорівнює 9,74 роки. Це удвічі перевищує аналогічні показники для вагонів загального парку.

5. За допомогою методу скінченних елементів сформована розрахункова 3-D модель для дослідження напруженого стану елементів БВ зі здвоєним циліндричним підшипником, яка відрізняється від існуючих використанням для моделювання об'ємних тривимірних скінченних елементів у вигляді криволінійного тетраедра й дає змогу вже на стадії проектування виконувати імітаційне моделювання різних режимів навантаження.

6. З використанням розрахункової 3-D моделі БВ досліджено розподілення контактних напружень уздовж твірної та вплив радіуса твірної роликів на контактні напруження. Отримані аналітичні залежності, що дозволяють характеризувати напружено-деформований стан ролика у будь-якій точці його об'єму. Встановлено, що максимальні контактні напруження виникають в зоні переходу від твірної ролика до фаски та не перевищують 1300 МПа. З появою бомбіни величина максимальних контактних напружень зменшується в залежності від зростання радіуса бомбіни.

7. Сформовано модель витрачання ресурсу БВ вантажних вагонів, яка враховує рівень їх експлуатаційної завантаженості та дає змогу обґрунтувати можливість встановити різні терміни експлуатації для буксових підшипників касетного типу, які експлуатуються на різних типах вантажних вагонів. Установлено, що у напіввагонів

вантажопідйомність повністю (понад 90 %) використовується при перевезенні 90 % вантажів. Для критих універсальних вагонів цей показник складає лише 78 %. Проведені розрахунки ресурсу буксових касетних циліндричних підшипників у критих універсальних вагонах свідчать, що його нижня межа на 22 % перевищує чинне нормативне значення/

9. За результатами порівняльних експлуатаційних випробувань вагонів, які обладнано буксовими підшипниковими вузлами зі здвоєними циліндричними підшипниками в дослідному маршруті Укрзалізниці Роковата – Ужгород та в реальній експлуатації на залізницях України визначено показники безвідмовності буксових вузлів зі здвоєними циліндричними підшипниками. Нижня межа ймовірності безвідмовної роботи складає 0,999, а верхня – 1. Результати проведених експлуатаційних випробувань підтверджують результати розрахунків за теоретичною моделлю.

10. Економічний ефект від упровадження буксових підшипникових вузлів зі здвоєними циліндричними підшипниками становить майже 12300 грн в рік на кожен критий універсальний вагон.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Основні наукові праці:

1. К проблеме обеспечения безопасности движения поездов [Текст] / И. Э. Мартынов, В. М. Ильчишин, О. А. Мостовая, В. А. Артюх // Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2012. – Вип. 133. – С. 183–186.
2. Мартинов, І. Е. Аналіз технічного стану буксових вузлів критих вантажних вагонів [Текст] / І. Е. Мартинов, В. М. Ильчишин, А. П. Семененко // Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – Вип. 136. – С. 122–124.
3. Ильчишин, В. М. Аналіз надійності буксових підшипників критих вагонів [Текст] / В. М. Ильчишин // Вісник Східноукраїнського державного університету: науковий журнал. – Луганськ, 2013. – №9 (198), ч. 1. – С. 157–159.
4. Ильчишин В. М. До питання підвищення ефективності використання касетних підшипників буксових вузлів вантажних вагонів [Текст] / В. М. Ильчишин // Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – Вип. 139. – С. 142–146.
5. Мартинов, І. Е. До питання оцінки надійності буксових вузлів критих універсальних вагонів [Текст] / І. Е. Мартинов, А. В. Труфанова, В. М. Ильчишин // Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2014. – Вип. 143. – С. 69–74.
6. Мартинов, І. Е. До питання забезпечення безпеки руху поїздів [Текст] / І. Е. Мартинов, В. М. Ильчишин, Л. В. Шаталова // Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2014. – Вип. 147. – С. 45–49.
7. Аналіз напружено-деформованого стану здвоєного касетного циліндричного підшипника буксового вузла вантажного вагона [Текст] / І. Е. Мартинов, А. В. Труфанова, В. М. Ильчишин, В. О. Шовкун // Вісник Східноукраїнського державного університету: науковий журнал. – Луганськ, 2014. – №3 (210), ч. 1 – С. 156–159.

Публікації у виданнях України, що включені до міжнародних наукометричних баз

8. Результати експлуатаційних випробувань здвоєних касетних циліндричних підшипників в буксах вантажних вагонів [Текст] / І. Е. Мартинов, В. М. Ільчишин, Є. Р. Можейко та ін. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – №1/7 (73). – С. 8-13.

Праці, що додатково відображають результати дисертації:

9. Холодильне обладнання вагонів [Текст]: навч. посібник / І. Е. Мартинов, В. М. Іщенко, Н. С. Брайковська [та ін.]; за заг. ред. І. Е. Мартинова; Українська державна академія залізничного транспорту, Державний економіко-технологічний університет транспорту. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – 140 с.

Праці апробаційного характеру:

10. Мартинов, І. Е. Дослідження напружено-деформованого стану елементів буксових підшипникових вузлів [Текст] / І. Е. Мартинов, В. М. Ільчишин, В. О. Шовкун // Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології: Матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції. – Серія "Техніка, технології". – К.: ДЕДУТ, 2013. – С. 56.

11. Мартынов, И. Э. К вопросу обеспечения надежности буксовых узлов грузовых вагонов [Текст] / И. Э. Мартынов, В. М. Ильчишин // Безопасность движения поездов: труды XIII науч.-практ. конф. "(Москва, 18-19 октября 2012 г.) – М.: 2012. – С. VII-7–VII-8.

12. Аналіз напружено-деформованого стану здвоєного касетного циліндричного підшипника буксового вузла вантажного вагона [Текст] / І. Е. Мартинов, А. В. Труфанова, В. М. Ільчишин, В. О. Шовкун // Інноваційні технології на залізничному транспорті. V міжнародна науково-практична конференція // Зб. наук. праць конференції. 31 березня – 7 квітня 2014 р., м. Лондон (Англія). – Луганськ; 2014. – С. 52–53.

13. Мартинов, І. Е. Аналіз причин відмов буксових вузлів рефрижераторного рухомого складу [Текст] / І. Е. Мартинов, В. М. Ільчишин // Тези доп. 74 міжнар. наук.-техн. конф.; – В кн.: Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2012. – Вип. 129. – С. 212.

14. Ільчишин, В. М. До питання удосконалення методів розрахунку надійності буксових вузлів вагонів [Текст] / В. М. Ільчишин // Тези доп. 76 міжнар. наук.-техн. конф.; – В кн.: Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2014. – Вип. 143. – С. 241.

АНОТАЦІЯ

Ільчишин В. М. Підвищення надійності буксових вузлів критичних універсальних вагонів в умовах експлуатації. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів; Український державний університет залізничного транспорту МОН України, Харків, 2015.

Одним зі шляхів підвищення надійності роликів букс є використання підшипників касетного типу, що мають заздалегідь обумовлений виробниками пробіг. Отримана залежність, що характеризує зміну параметра потоку відмов вантажних вагонів через відмови букс. Розроблено ймовірнісна модель, яка дозволяє прогнозувати розподілення напрацювання до відмови циліндричних буксових підшипників. Сформована розрахункова модель для дослідження напруженого стану елементів БВ зі здвоєним циліндричним підшипником. Досліджено вплив радіуса твірної роликів на величину контактних напружень.

Запропоновано модель витрачання ресурсу буксових підшипників, яка враховує інтенсивність експлуатації вагонів різних типів. Проведено порівняльні експлуатаційні випробування вагонів, обладнаних здвоєними циліндричними підшипниками касетного типу в дослідному маршруті Укрзалізниці Роковата-Ужгород. Визначено економічний ефект від використання в буксах вагонів підшипників підвищеної надійності.

Ключові слова: буксовий підшипниковий вузол, надійність, здвоєний циліндричний підшипник, контактні напруження, експлуатаційні випробування, ресурс.

АННОТАЦІЯ

Ильчишин В. М. Повышение надежности буксовых узлов крытых универсальных вагонов в условиях эксплуатации. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 – подвижной состав железных дорог и тяга поездов; Украинский государственный университет железнодорожного транспорта МОН Украины; Харьков, 2015.

Диссертация посвящена вопросу повышению надежности буксовых узлов крытых универсальных вагонов в условиях эксплуатации.

Эксплуатация буксовых узлов грузовых вагонов порождает ряд вопросов по обеспечению безопасности движения в течение нормативного срока службы вагона, поскольку используемые в буксах цилиндрические роликотые подшипники обладают недостаточной работоспособностью. Одним из путей повышения надежности роликотых букс является использование подшипников касетного типа (с коническими подшипниками ТВУ или цилиндрическими СВУ), имеющих заранее оговоренный производителями пробег (до 800 тыс. км). Но указанный пробег устанавливается на основании некоторых усредненных нагрузок. При расчетах долговечности буксовых подшипников не учитываются особенности эксплуатации крытых универсальных вагонов, в первую очередь величина порожнего пробега и уровень использования грузоподъемности.

В результате обработки статистических данных об отцепках вагонов в пути следования получена зависимость, характеризующая изменение параметра потока отказов грузовых вагонов из-за отказов букс. Показано, что у крытых универсальных вагонов параметр потока отказов меньше, чем у вагонов общего парка. Проведено обследование технического состояния буксовых узлов крытых универсальных грузовых вагонов с цилиндрическими роликотыми подшипниками и установлены основные причины отказов. Разработана вероятностная модель, которая позволяет

прогнозировать распределения наработки до отказа цилиндрических буксовых подшипников, которая, в отличие от используемых ранее, учитывает как неоднородность выборки, так и действие разных по природе причин отказа. Определено, что 90 %-й ресурс цилиндрических буксовых подшипников в буксах крытых универсальных вагонов в два раза превышает аналогичный показатель для вагонов общего парка.

С помощью метода конечных элементов сформирована расчетная модель для исследования напряженного состояния элементов БВ со сдвоенным цилиндрическим подшипником. Проведено исследование напряженно-деформированного состояния элементов буксового подшипникового узла. Установлено, что максимальные контактные напряжения возникают в зоне перехода от образующей ролика к его торцу. Получены аналитические зависимости, позволяющие характеризовать напряженно-деформированное состояние ролика в любой точке его объема. Исследовано влияние радиуса образующей роликов на величину контактных напряжений. Показано, что с появлением бомбины величина максимальных контактных напряжений плавно уменьшается в зависимости от роста радиуса бомбины.

Предложена модель расходования ресурса буксовых подшипников, которая учитывает интенсивность эксплуатации вагонов разных типов. Выполнен сравнительный анализ использования грузоподъемности для крытого универсального вагона и универсального полувагона. На основании полученных результатов с учетом времени оборота вагонов получены закономерности расхода ресурса буксовых касетных цилиндрических подшипников крытых универсальных вагонов. Выполненные расчеты свидетельствуют, что его нижняя граница превышает действующее нормативное значение.

Проведены сравнительные эксплуатационные испытания вагонов, оборудованных сдвоенными цилиндрическими подшипниками касетного типа в опытном маршруте Укрзалізничці Роковата-Ужгород. Во время проведения эксплуатационных испытаний не зафиксированы случаи отказов буксовых узлов со сдвоенными цилиндрическими подшипниками, которые могли бы вызвать недопустимый нагрев букс и отцепку вагона от поезда. По результатам испытаний определены показатели надежности буксовых узлов. Определен экономический эффект использования в буксах вагонов подшипников повышенной надежности.

Результаты диссертационной работы внедрены в ПАО "Крюковский вагоностроительный завод", в учебный процесс Украинского государственного университета железнодорожного транспорта.

Ключевые слова: буксовый подшипниковый узел, надежность, сдвоенный цилиндрический подшипник, контактные напряжения, эксплуатационные испытания, ресурс.

THE SUMMARY

Ilchyshin V. Improving the reliability of the axle boxes of universal covered wagons in operation.—The manuscript.

The dissertation on competition for scientific degree of candidate of technical sci-

ences on a specialty 05.22.07 - rolling stock of railways and traction trains. Ukrainian State University of Railway Transport MES Ukraine, Kharkov, 2015.

One of the ways to improve the reliability of the axle boxes of the universally covered wagons is to use the bearing units with mail age specified by the manufacturers beforehand. The dependence which characterized the parameter change of the failure flow of freight cars because of the axle boxes failure has been received. The probabilistic model that allows to predict the distribution the overtime as to failure cylindrical axle bearings has been developed. The calculation model for the study of the stress state of the axle boxes with dual cylindrical bearing has been formed. The influence of the radius of rollers on the value of contact stresses has been investigated.

The model of resource consumption axle bearings which takes into account the intensity of work of wagons of different types has been proposed. The comparative field tests of the wagon equipped with the dual bearing unit were held on the experimental route Rokovata-Uzhgorod? Ukrainian railroad. The economic effect of the use bearing axle boxes with increased reliability has been proved.

Keywords: axle bearing unit, reliability, dual cylindrical bearing, contact stress, field tests.

Ільчишин Василь Михайлович

УДК 629.4.027.11.001.24

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ КРИТИХ
УНІВЕРСАЛЬНИХ ВАГОНІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Відповідальний за випуск Калмиков О. С.

Надруковано згідно з оригіналом автора

Підписано до друку “_____” _____ 2015 р.
Формат 60×84 1/16 Папір офсетний
Умовн.-друк. арк. 1,9 Обл. – вид. арк. 2,0
Замовлення № _____. Тираж 100 прим.

Видавництво УкрДУЗТ, свідоцтво ДК №2874 від 12.06.2007 р.
Друкарня УкрДУЗТ, 61050, м. Харків, майдан Фейєрбаха, 7.