

**Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Українська державна академія залізничного транспорту**

ТРУФАНОВА АЛЬОНА ВОЛОДИМИРІВНА

УДК 629.4.027.11:629.463

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ
БУКСОВИХ ВУЗЛІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ**

05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2012

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Українській державній академії залізничного транспорту
Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України

Науковий керівник доктор технічних наук, професор
Мартинов Ігор Ернстович,
Українська державна академія залізничного
транспорту, кафедра вагонів, завідувач кафедри

Офіційні опоненти доктор технічних наук, професор
Тартаковський Едуард Давидович,
Українська державна академія залізничного
транспорту, кафедра експлуатації та ремонту
рухомого складу, завідувач кафедри

кандидат технічних наук,
старший науковий співробітник
Водяніков Юрій Якович, Державне підприємство
Український науково-дослідний інститут
вагонобудування, провідний науковий
співробітник

Захист відбудеться "19" квітня 2012 р. о ____ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.820.04 Українській державній академії залізничного транспорту за адресою: 61050, м. Харків, площа Фейєрбаха, 7, ауд. 1.417.

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

Автореферат розісланий “ ____ ” _____ 2012 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради

А. В. Прохорченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Вступ.

Залізничний транспорт є однією з найважливіших галузей народного господарства України. Реформування економіки України, її інтеграція в систему світових економічних відносин поставили перед залізничним транспортом задачі, які пов'язані з адаптацією до роботи в ринкових умовах. Гостра конкуренція між різними видами транспорту сприяє підвищенню якості транспортних послуг. Затримка вантажів у дорозі, яка викликана відмовою елементів конструкцій вагонів з подальшим відчепленням від поїзда, спричиняє суттєві економічні збитки залізницям.

Для забезпечення безпеки руху поїздів парк вантажних вагонів повинен мати високу надійність. У той же час вагон складається з великої кількості вузлів, технічний стан яких безпосередньо впливає на експлуатацію вантажних вагонів.

Актуальність теми дисертації.

Важливим елементом ходових частин є буксові вузли (БВ). Багаторічний досвід експлуатації буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів, що обладнані циліндричними роликівими підшипниками, навіть з чисельними модернізаціями показав, що вони не відповідають сучасним умовам експлуатації через недостатню надійність. Так, за період 1995-2010 рр. доля транспортних подій (відчеплення вагонів через технічні несправності на шляху прямування), що викликані відмовами елементів підшипникових вузлів, склала 64,1 %. Саме відмови буксових вузлів за зазначений період призвели до 2824 випадків відчеплення вагонів і затримки поїздів. Додатково оглядачами вагонів лише за 2008-2010 рр. було виявлено 2929 випадків відмов буксових вузлів, які створювали загрозу безпеці руху і вимагали заміни колісної пари.

Тобто недосконалі елементи ходових частин вантажних вагонів, які мають низьку безвідмовність та довговічність, а також вимагають великих матеріальних витрат на ремонт та підтримання у справному технічному стані, є фактором, що стримує підвищення конкурентоздатності залізниць України.

Таким чином, дослідження, які спрямовані на вдосконалення буксових вузлів, сприятимуть підвищенню швидкостей руху, збільшенню безремонтних пробігів вагонів і сприятимуть підвищенню технічного рівня вітчизняних вантажних вагонів.

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.

Тому тема дисертації, що спрямована на розв'язання науково-практичного завдання удосконалення методів оцінки працездатності буксових вузлів вантажних вагонів, є важливою і актуальною та має вагоме значення для технічного переозброєння вагонного парку залізниць України.

Зв'язок із 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-дослідними роботами за темами "Проведення експлуатаційних випробувань буксових вузлів із дослідними конічними підшипниками" (держ. реєстр. №0104U008793), "Дослідження ефективності використання конічних підшипників касетного типу в буксах вантажних вагонів" (держ. реєстр. №0110U006094), "Технологічна інструкція з проведення монтажно-демонтажних робіт буксових вузлів, обладнаних дворядними підшипниками касетного типу" (держ. реєстр. №0108U008222), "Розробка інструкції з монтажу та технічного обслуговування буксових вузлів колісних пар вантажних вагонів, обладнаних здвоєними підшипниками касетного типу CPU-Дуплекс (держ. реєстр. №0110U006092).

Мета і задачі дослідження.

Метою дисертаційної роботи є удосконалення методів оцінки працездатності буксових вузлів вантажних вагонів.

Поставлена мета визначила такі основні задачі досліджень:

- виконати морфологічний аналіз конструкцій буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів та визначити їх переваги та недоліки;
- розробити математичну модель для визначення показників безвідмовності буксових підшипникових вузлів на стадії проектування;
- розробити 3D модель буксового підшипникового вузла вантажного вагона;
- виконати аналіз напружено-деформованого стану елементів буксових підшипникових вузлів та визначити "простір якості";
- провести експериментальні дослідження динамічних якостей вантажних вагонів, обладнаних буксовими вузлами з різними типами підшипників;
- на підставі результатів динамічних ходових випробувань отримати аналітичні залежності, що характеризують імовірнісний характер навантаження буксових підшипникових вузлів з урахуванням режимів експлуатації;
- чисельними методами визначити рівень надійності буксових підшипникових вузлів в залежності від режиму експлуатації;
- перевірити адекватність запропонованих моделей шляхом визначення фактичних показників надійності буксових підшипникових вузлів з дворядними конічними підшипниками за результатами експлуатаційних випробувань;
- оцінити економічну доцільність запропонованих рекомендацій.

Об'єкт дослідження—оцінювання працездатності буксових вузлів вантажних вагонів.

Предмет дослідження—працездатність буксових вузлів вантажних вагонів.

Методи дослідження. Для вирішення поставлених задач теоретичні дослідження виконувалися за допомогою методів теорії ймовірностей, теорії надійності та теорії пружності. При побудові розрахункових моделей буксового підшипникового вузла використовувалися методи механіки твердого тіла.

Експериментальні дослідження показників, що характеризують динамічні якості вагонів, виконувались за допомогою вимірювального обладнання вагона-лабораторії ДП УкрНДІВ із використанням методів тензометрії. Обробка результатів динамічних випробувань здійснювалась методами математичної статистики.

Визначення показників безвідмовності підшипникових вузлів виконувалось за результатами ходових натурних експлуатаційних випробувань вагонів.

Достовірність отриманих результатів визначено зіставленням результатів теоретичних і експериментальних досліджень.

Наукова новизна отриманих результатів. У дисертаційній роботі вирішено наукове завдання удосконалення методів оцінки працездатності буксових вузлів вантажних вагонів.

Вперше:

- проведено морфологічний аналіз відомих конструкцій буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів та визначені їх переваги та недоліки;

- розроблено 3D скінченно-елементну модель буксового підшипникового вузла вантажного вагону відкритого типу, яка враховує не лише внутрішню геометрію підшипників, але й особливості передачі навантаження на них;

- отримано залежності щодо розподілення вертикальних динамічних навантажень, які діють на нові підшипникові вузли при різних режимах руху та доведено, що коефіцієнти вертикальної динаміки мають імовірнісний характер та розподілені за нормальним законом.

Доопрацьовано:

- модель розрахунку показників безвідмовності елементів буксових підшипникових вузлів, яка на відмінність від відомих, дозволяє врахувати імовірнісний характер діючих навантажень;

- методи визначення зовнішніх та внутрішніх зусиль і напружень, що виникають в елементах буксового підшипникового вузла з кінчними підшипниками шляхом дослідження об'ємної контактної задачі.

Практичне значення отриманих результатів.

Побудована модель дослідження напружено-деформованого стану елементів підшипникових вузлів вантажних вагонів впроваджена у ПАТ "Крюковський вагонобудівний завод" і використовується при проектуванні буксових підшипникових вузлів вагонів нового покоління. Це дозволило скоротити час проектування та збільшити надійність залізничних підшипників букс вантажних вагонів вітчизняного виробництва.

Результати досліджень використані при створенні нормативно-технічної документації для залізниць України (наказ 231-Ц від 18.04.07 р. та 019-Ц від 19.01.09 р. Державної адміністрації залізничного транспорту України), яка забезпечує процес проведення монтажно-демонтажних робіт та експлуатації буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з дворядними конічними підшипниками.

Результати дисертаційної роботи також використовуються у навчальному процесі 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", "Основи технічного обслуговування вагонів", у дипломному проектуванні студентів та магістрів, в Інституті підвищення кваліфікації та перепідготовки кадрів при УкрДАЗТ.

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

Особистий внесок здобувача.

У роботах, які опубліковані у співавторстві, здобувачу належить:

[4, 5] – розробка програми і методики випробувань, визначення залежностей, що характеризують динамічні якості вагонів, обладнаних дослідними буксовими підшипниками;

[6, 7] – аналіз причин виникнення випадків порушення безпеки руху через відмови буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з циліндричними підшипниками;

[8] – визначення виду та параметрів кореляційної функції;

[9] – розроблення моделі визначення міцності адаптера;

[12, 13, 15] – аналіз результатів експлуатаційних випробувань буксових підшипникових вузлів.

Апробація результатів дисертації.

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

– на IV міжнародній науково-технічній конференції "Рухомий склад XXI сторіччя: ідеї, вимоги, проекти" (Росія, м. Санкт-Петербург, 2005 р.);

– на XI міжнародній науково-практичній конференції "Безпека руху поїздів" (Росія, м. Москва, 2010 р.);

– на XI Міжнародній конференції "Проблеми механіки залізничного транспорту" (Україна, м. Дніпропетровськ, 2004 р.);

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

– на Міжнародній науково-практичній конференції "Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології" (Україна, м. Київ, 2011 р.);

– на Міжнародній науково-практичній конференції "Актуальні проблеми розвитку транспортних систем і будівельного комплексу" (Білорусь, м. Гомель, 2008 р.).

Повністю дисертаційна робота доповідалася та була позитивно оцінена на:

– розширеному засіданні кафедри "Вагони" Української державної академії залізничного транспорту за участю членів спеціалізованої ради (м. Харків);

– науково-технічній раді Державного підприємства "Український науково-дослідний інститут вагобудування" (м. Кременчук);

– засіданні кафедри "Вагони" Державного економіко-технологічного університету транспорту (м. Київ).

Публікації. Основні результати роботи опубліковані у 16 наукових працях. З них 9 статей опубліковано у виданнях, рекомендованих, як фахові (зокрема 3 одноосібно), а також у 7 додаткових працях.

Структура роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та 4 додатків. Повний обсяг дисертації складає 195 сторінок. Робота ілюстрована 52 рисунками, наведено 4 таблиці. Список використаних джерел складає 165 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

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

У першому розділі дисертаційної роботи зосереджено результати аналітичного огляду переваг та недоліків відомих та перспективних конструкцій буксових вузлів вантажних вагонів як в Україні, так і за кордоном. Також подано огляд публікацій, присвячених дослідженням, що спрямовані на вирішення задач підвищення надійності буксових вузлів рухомого складу.

Питанням підвищення ефективності функціонування залізничного транспорту присвячені дослідження М. І. Данька, Д. В. Ломотька, Т. В. Бутько та ін. У розвитку наукових підходів до підвищення надійності рухомого складу залізниць визначну роль зіграли фундаментальні праці Є. П. Блохіна, О. Л. Голубенка, Ю. В. Дьоміна, М. Б. Кельріха, В. М. Котуранова, В. І. Мороза, С. В. Мямліна, Е. Д. Тартаковського та ін. Проблема удосконалення системи технічного обслуговування та ремонту рухомого складу присвячені дослідження О. Б. Бабаніна, В. В. Болотіна, М. І. Горбунова, Ю. Є. Калабухіна, В. П. Ткаченка, А. П. Фалендиша та ін. У створенні удосконалених конструкцій рухомого складу різного призначення та їх вузлів значний вклад належить В. М. Бубнову, Ю. Я. Водянікову, А. В. Донченку, І. Е. Мартинову, В. Г. Маслієву, О. М. Савчуку, В. Ф. Ушкалову. Суттєвий внесок у підвищенні надійності буксових підшипникових вузлів вагонів зробили І. Д. Борзилов, А. В. Гайдамака, І. М. Єгорова, К. В. Мотовілов, А. Д. Шавшишвилі. В цьому ж напрямку плідно працювали фахівці багатьох науково-дослідних та навчальних закладів: Всеросійського науково-дослідного інституту

залізничного транспорту, Державного науково-дослідного інституту вагонобудування, Московського державного університету шляхів сполучення, Російського відкритого університету шляхів сполучення, Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. В. Лазаряна, Українського науково-дослідного інституту вагонобудування та ін.

На залізницях України та інших країн СНД вантажні вагони обладнані трьохелементними візками моделі 18-100, в яких використовуються буксові підшипникові вузли з циліндричними роликовими підшипниками. Проведене дослідження багаторічного досвіду експлуатації таких вузлів показало, що їхня надійність недостатня для забезпечення безпеки руху протягом нормативного строку служби вагону.

Виконаний морфологічний аналіз дозволив зробити висновок, що конструктивна схема серійного буксового підшипникового вузла має таку особливість: під час руху вагонів на його елементи одночасно діють радіальні та осьові зусилля. Причому осьові зусилля сприймаються торцевими частинами роликів з тертям ковзання. Принциповою вадою існуючих методів розрахунку є те, що дія осьових зусиль не враховується, хоча вони можуть досягати великих значень.

Переважна більшість проведених раніше досліджень спрямована на підвищення працездатності підшипникового вузла шляхом пристосування його елементів до сприйняття осьових зусиль. Принципова схема передачі навантаження на елементи роликової букси завжди залишалась без змін. Але майже всі запропоновані технічні рішення не привели до суттєвого підвищення безвідмовності буксових вузлів.

Відомі методи розрахунку надійності буксових вузлів не повністю враховують імовірнісну природу дії навантажень, прикладених до елементів буксового підшипникового вузла. Це посилюється труднощами вивчення фізичних процесів, які передують виникненню відмови підшипникового вузла і пов'язані з тим, що характер розвитку, момент виникнення відмови та її наслідки залежать від великої кількості випадкових та не випадкових факторів.

Недосконалість існуючих методів розрахунку призвела до значних похибок при визначенні показників надійності буксових підшипникових вузлів і розбіжності з фактичними результатами експлуатації.

На підставі викладеного сформульована мета та задачі дисертаційної роботи.

У другому розділі на підставі класичних методів теорії надійності запропонована модель визначення безвідмовності підшипникових вузлів вантажних вагонів з урахуванням імовірнісного характеру навантажень, що прикладаються.

Підшипниковий вузол вантажного вагона є механічною системою, яка взаємодіє з навколишнім середовищем. На нього діють певні зовнішні впливи q , які можуть приймати випадкові значення з простору Q . Стохастичну поведінку системи будемо характеризувати елементами u , які є частками відповідного простору U , який обирається таким чином, щоб за його

допомогою в рамках розрахункової схеми повністю був описаний стан системи. Властивості системи характеризуються оператором L , який кожній реалізації елементів з простору впливів Q приводить у відповідність реалізацію елементів у просторі станів U :

$$Lu = q \quad . \quad (1)$$

При цьому простір якості V обирається таким чином, щоб за допомогою його елементів можна було повною мірою характеризувати якість функціонування системи. При нормальній експлуатації системи її параметри якості повинні знаходитися у встановлених межах на протязі всього нормативного строку служби. Математично це відповідає знаходженню елементів u у допустимій області Ω простору якості V . Вихід випадкового процесу $v(t)$ з допустимої області Ω відповідає відмові системи.

У вихідний момент часу випадковий процес $v(t)$ з імовірністю, яка дорівнює 1, буде знаходитися у допустимій області Ω , тобто $P(0) = 1$. Викиди з цієї області на відрізку часу $[0, t]$ – дуже рідкі події. Кількість викидів випадкового процесу $v(t)$ на відрізку часу $[0, t]$ є випадковою величиною, яку позначимо $N(t)$. Математичне очікування кількості викидів випадкового процесу $v(t)$ пов'язане з інтенсивністю відмов наступною формулою

$$M[N(t)] \equiv \Lambda(t) \approx \int_0^t \lambda(t) dt , \quad (2)$$

де $\lambda(t)$ – інтенсивність відмов.

У випадку, коли відповідна механічна система є високонадійною (а багаторічний досвід експлуатації буксових підшипникових вузлів дає можливість це стверджувати), можливе використання пуассоновського потоку відмов. Тоді імовірність безвідмовної роботи можна обчислити за наступною формулою

$$P(t) \approx \exp[-\Lambda(t)]. \quad (3)$$

Пропонується наступна процедура оцінка працездатності буксового вузла, яка буде складатися з таких етапів:

- побудова простору якості для найбільш відповідальних елементів буксового вузла;
- дослідження характеристик випадкових процесів навантажень, що діють на буксові підшипникові вузли;
- визначення імовірності викиду випадкового процесу навантажень за простір якості;
- обчислення характеристик безвідмовності буксового підшипникового вузла.

Будемо розглядати підшипниковий вузол, як систему, що складається з двох основних елементів: безпосередньо дворядний конічний підшипник та адаптер, через який на підшипник передаються усі види навантажень. Відомо, що довговічність буксових вузлів в цілому визначається головним

чином появою раковин від втоми на поверхнях торкання кілець та роликів. Причиною виникнення цих раковин є контактні напруження $\sigma(t)$, що перевищують межу міцності на стиснення. Тобто якість системи буде характеризуватися величиною максимальних контактних напружень.

Простір якості V для буксового вузла у даному випадку буде одномірним, а область допустимих значень задана обмеженням

$$\sigma(t) < \sigma_{ст}, \quad (4)$$

де $\sigma_{ст}$ – межа міцності на стиснення підшипникової сталі.

Величина $\sigma(t)$ залежить, в свою чергу, від величини вертикальних навантажень $Q^B(t)$, які діють на буксовий підшипниковий вузол. При цьому

$$\sigma(t) = f[Q^B(t)], \quad (5)$$

де $Q^B(t)$ – вертикальне навантаження, яке викликає відповідні напруження.

Тоді максимально можливим напруженням $\sigma_{max}(t)$ можна зіставити максимально можливі вертикальні навантаження $Q_{max}^B(t)$.

Вертикальні навантаження $Q^B(t)$, що діють на буксовий вузол, залежать від багатьох чинників: величини статичного навантаження, кількості осей, стану верхньої будови колії, технічного стану ходових частин і п'ятникового вузла вагону, швидкості руху та т. п. На практиці останні зазначені чинники об'єднують єдиним поняттям – коефіцієнт вертикальної динаміки.

Тоді імовірність відмови БВ визначається як імовірність появи вертикальних навантажень, що викликають в його елементах напруження, яке перевищує межу міцності на стиснення, за зазначений час

$$P(\tau) = P\{-Q_{max}^B < Q^B(t) < Q_{max}^B; \tau \in [0, T]\}, \quad (6)$$

Кількість викидів випадкового процесу зміни вертикальних навантажень

$$N(\tau) = T \int_0^{\infty} f(Q^B, \dot{Q}^B, t) \dot{Q}^B dQ^B, \quad (7)$$

де $f(Q^B, \dot{Q}^B, t)$ – сумісна щільність розподілення випадкового процесу зміни вертикальних навантажень та його першої похідної.

Якщо випадковий процес $Q^B(t)$ – стаціонарний, то

$$f(Q^B, \dot{Q}^B, t) = f_1[Q^B(t)] \times f_2[\dot{Q}^B(t)]. \quad (8)$$

У припущенні, що процес зміни вертикальних навантажень підпорядкований нормальному закону розподілення, щільність розподілення розглядається за наступною формулою

$$f_1[Q^B(t)] = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_{Q^B}} \exp \left[-\frac{(Q^B - M[Q^B(t)])^2}{2\sigma_{Q^B}^2} \right], \quad (9)$$

$$f_2[\dot{Q}^B(t)] = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_{\dot{Q}^B}} \exp \left[-\frac{(\dot{Q}^B)^2}{2\sigma_{\dot{Q}^B}^2} \right], \quad (10)$$

де $M[Q^B(t)]$ – математичне очікування випадкового процесу зміни вертикальних навантажень $Q^B(t)$; $\sigma_{Q^B}^2$ – його дисперсія; $\sigma_{\dot{Q}^B}^2$ – дисперсія його першої похідної; $f_1[Q^B(t)]$ – щільність розподілення випадкового процесу зміни вертикальних навантажень; $f_2[\dot{Q}^B(t)]$ – щільність розподілення випадкового процесу зміни похідної вертикальних навантажень.

Середнє квадратичне відхилення першої похідної випадкового процесу зміни вертикальних навантажень визначається наступною формулою

$$\sigma_{\dot{Q}^B} = \sqrt{-\left[\frac{\ddot{K}_{Q^B}(\tau)}{K_{Q^B}(\tau)} \right]_{\tau=0}}, \quad (11)$$

де $K_{Q^B}(\tau)$ – кореляційна функція випадкового процесу зміни вертикальних навантажень; $\ddot{K}_{Q^B}(\tau)$ – друга похідна випадкового процесу зміни вертикальних навантажень.

Остаточно формула для визначення кількості викидів матиме вигляд

$$N(\tau) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{-\left[\frac{\ddot{K}_{Q^B}(\tau)}{K_{Q^B}(\tau)} \right]} \cdot \exp \frac{(Q^B - M[Q^B(t)])^2}{2\sigma_{Q^B}^2}. \quad (12)$$

Для реалізації зазначеної процедури в рамках побудови простору якості в цьому ж розділі викладено результати дослідження напружено-деформованого стану елементів буксового вузла вантажного вагона, обладнаного дворядним конічним підшипником.

Для визначення величини контактних напружень був використаний метод скінчених елементів. Можливість використання цього методу для аналізу міцності елементів конструкції вагону доведена в численних дослідженнях В. М. Котуранова, Ю. П. Бороненка, О. М. Савчука та ін.

Спочатку була розроблена 3D геометрична модель буксового підшипникового вузла вантажного вагону з дворядним конічним підшипником (рис.1), яка складалася із зовнішнього кільця 1, двох внутрішніх кілець 2 та комплекту роликів 3, а також шийки осі, яка умовно не показана, та напівбукси (адаптера) 4. Складові елементи конструкції виконано за номінальними розмірами з нульовими припусками.

Особливістю моделі, що пропонується, є використання напівбукси (адаптера) замість традиційного корпусу букси. Адаптер передає навантаження лише у верхній частині, а у нижній частині дає можливість для вільної деформації кілець підшипника (рис. 2).

Зовнішні навантаження прикладалися до приливів у верхній частині напівбукси (адаптера). Поздовжнє навантаження прикладалося по нормалі до бокових спрямовуючих адаптера. Посадочна поверхня внутрішнього кільця підшипника закріплювалася повністю (переміщення по всіх трьох степенях

вільності прирівнювалися до нуля). Також обмежувалися переміщення кілець підшипника уздовж шийки осі.

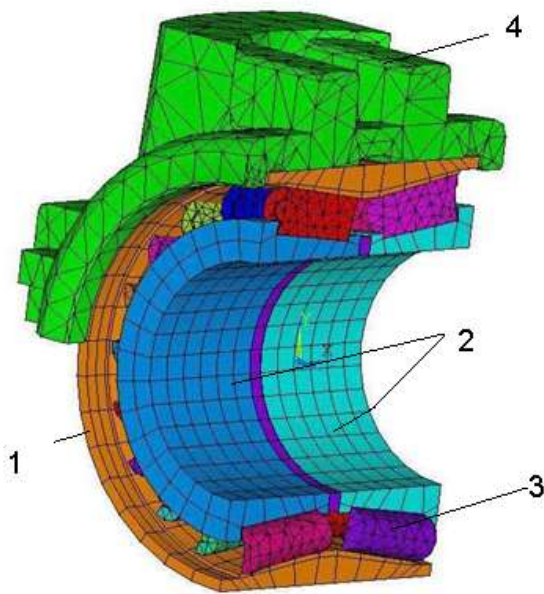


Рис.1. Загальний вигляд підшипникового вузла

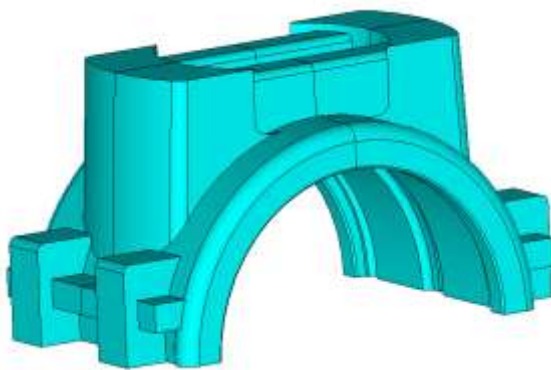


Рис.2. Адаптер

Для моделювання контактної взаємодії тіл кочення та кілець 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 уточнювались зусилля у майданчику контакту і знаходилося рішення для системи нелінійних рівнянь в матричній формі. Критерієм збіжності була умова мінімального взаємного проникнення об'єктів: ролик підшипника жорстко вдавлюється в поверхню кочення і тим самим відбувається зміна форми площі контакту. При цьому оцінювалася форма і розмір майданчика контакту по розподілу нормальної сили, а також контролювалася точність знаходження рішення по карті взаємного проникнення ролика і кільця підшипникового 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 скінчених елементів.

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

Встановлено, що найбільші напруження в адаптері не перевищують 80 МПа, що суттєво менше межі текучості (282 МПа). Найбільші переміщення елементів адаптеру мають місце в зонах контакту його опорних поверхонь з боковою рамою візка.

Величина максимальних контактних напружень в зоні контакту роликів з зовнішнім та внутрішнім кільцями в діапазоні діючих експлуатаційних навантажень не перевищує 800 МПа. В зоні контакту тіл кочення з зовнішнім кільцем найбільші напруження виникають в зоні центрального (першого) ролика. В той же час в зоні контакту тіл кочення з внутрішнім кільцем максимальні напруження досягаються в зоні наступного (другого) ролика. Встановлено, що максимальні напруження виникають у місцях переходу від утворюючої ролика до його торця. Отримані аналітичні залежності величини максимальних контактних напружень від величини вертикального навантаження в зоні контакту тіл кочення з зовнішнім та внутрішнім кільцем:

$$\sigma_{max}^{зоб} = -2,084(Q^B)^4 + 33,22(Q^B)^3 - 175,5(Q^B)^2 + 417,7Q^B + 434, (13)$$

$$\sigma_{max}^{вн} = -3,375(Q^B)^4 + 58,91(Q^B)^3 - 356,1(Q^B)^2 + 898,3Q^B + 58. (14)$$

Це дозволило визначити межу простору якості для елементів буксового вузла.

Для визначення характеристик випадкових процесів навантажень, що діють на буксові підшипникові вузли, були проведені динамічні випробування. Вони проводились згідно з програмою-методикою, яка затверджена 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 ХАРП (Україна) та циліндричними підшипниками виробництва німецької фірми "FAG" (кожен вагон обладнаний виключно одним типом підшипників). Також для порівняння отриманих даних використовувалися результати ходових динамічних випробувань піввагону моделі 12-7023, які проведені фахівцями ДП УкрНДІВ.

Метою випробувань було:

- перевірка відповідності ходових якостей піввагонів, що обладнані дослідними підшипниковими вузлами, вимогам нормативних документів;
- визначення законів розподілу динамічних навантажень, які діють на буксові підшипникові вузли вантажних вагонів при русі з різними швидкостями на прямих та кривих ділянках колії.

У ході проведення динамічних випробувань реєструвалися та обчислювалися наступні показники, які характеризують ходові якості вагона під час руху з різними швидкостями на прямих, кривих ділянках колії і стрілкових переводах:

- коефіцієнти вертикальної динаміки від сил, які діють на надресорну балку візка;
- коефіцієнти вертикальної динаміки від сил, які діють на бокові рами візка.
- рамні сили, що діють від колісної пари на бокові рами візка;

- прискорення кузова в зоні шкворневого вузла у вертикальному та горизонтальному напрямках;
- динамічні прогини ресорного підвішування;
- впливання візка.

Випробування проводилися в два етапи:

етап 1– випробування з коефіцієнтом завантаження, який дорівнював нулю;

етап 2– випробування при повному завантаженні вагонів.

Проведені випробування підтвердили, що вагони, які обладнані дослідними конічними підшипниками, задовольняють вимогам нормативних документів щодо динамічних якостей при швидкостях руху до 33,3 м/с (120 км/год).

Одну з отриманих реалізацій, яка характеризує зміну коефіцієнту вертикальної динаміки для набігаючої колісної пари у завантаженому режимі при швидкості руху 100 км/год, зображено на рис. 3.

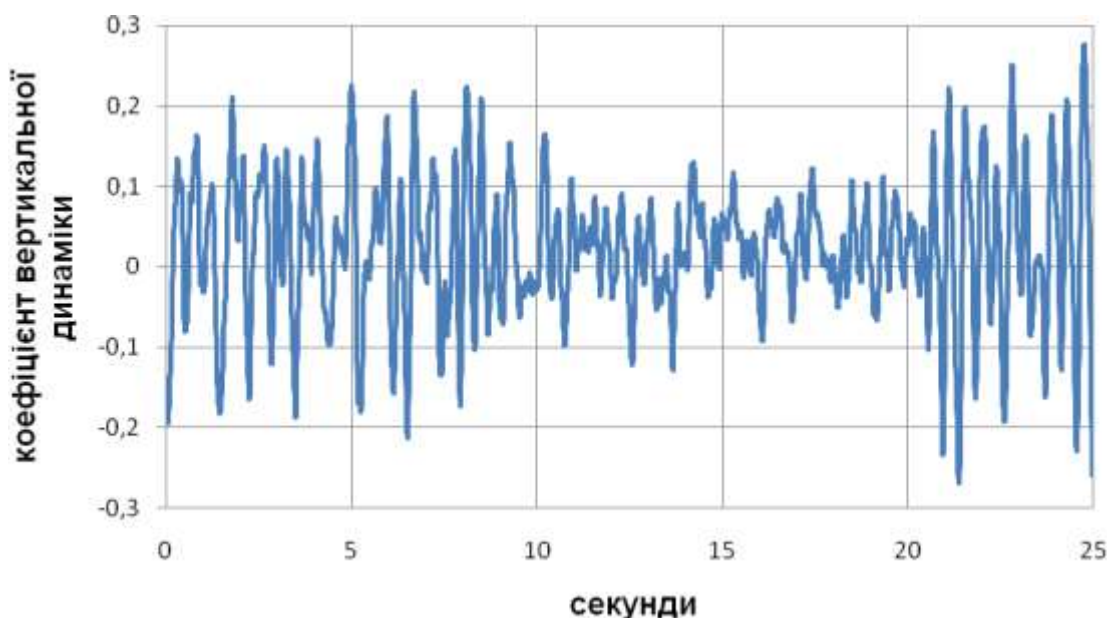


Рис. 3. Осцилограма зміни коефіцієнту вертикальної динаміки при швидкості 100 км/год на прямій дільниці колії

Аналогічні реалізації були отримані для коефіцієнтів вертикальної динаміки в діапазоні швидкостей руху від 40 до 120 км/год як на прямих, так і в кривих дільницях колії. Очевидно, що вони являють собою випадковий процес.

На наступному етапі роботи проводилась математична обробка експериментальних даних методами математичної статистики. При цьому визначались наступні параметри: величина математичного очікування, дисперсія, а також мінімальні та максимальні значення зусиль.

Результати досліджень свідчать, що випадкові процеси, які характеризують коефіцієнт вертикальної динаміки, розподілені по нормальному закону. Отримані параметри, що характеризують цей закон.

Залежності, що характеризують зміну математичного очікування та максимальних значень випадкового процесу від швидкості руху на прямих та кривих дільницях колії, наведено на рис. 4.

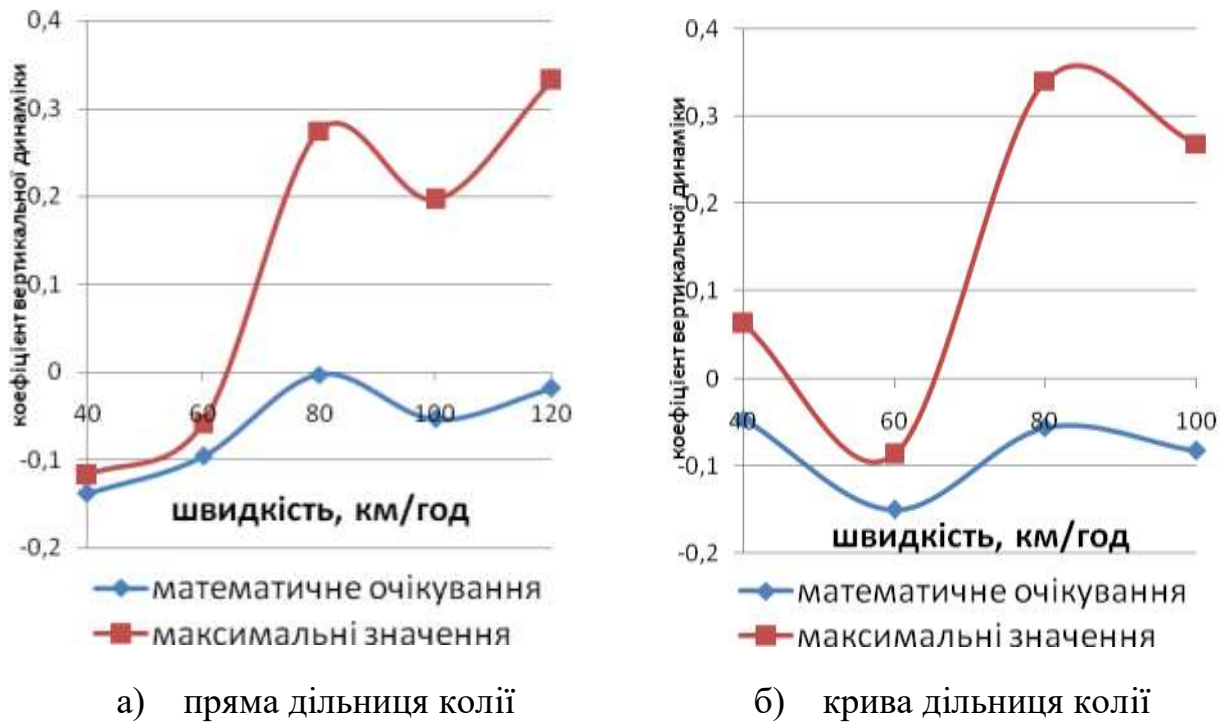


Рис. 4. Зміна математичного очікування та максимальних значень випадкового процесу від швидкості руху на прямих та кривих дільницях колії

За результатами досліджень для кожного з отриманих випадкових процесів були побудовані кореляційні функції (рис. 5).



Рис. 5. Кореляційна функція для руху на прямій дільниці колії зі швидкістю 100 км/год

Для апроксимації емпіричних кореляційних функцій випадкових процесів запропоновано використовувати наступний вираз:

$$K_{\bar{K}_S^d}(\tau) = A \times e^{-\beta\tau} \times \cos(\gamma\tau), \quad (15)$$

де A , β , γ – коефіцієнти, які визначаються методами математичної статистики за результатами експерименту з осцилограм процесів.

Збіжність експериментальних та теоретичних кореляційних функцій склало близька 90%, що є цілком задовільним.

У четвертому розділі викладені результати теоретичних та експлуатаційних експериментальних досліджень безвідмовності букс із дворядними конічними підшипниками.

Розрахунки імовірності безвідмовної роботи виконувались з урахуванням результатів, отриманих у попередньому розділі. Основним недоліком кореляційних функцій виду (15) є неможливість їх диференціювати. Тому друга похідна кореляційної функції обчислювалася чисельними методами.

При розрахунках згідно з "Нормами для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)" враховувався час знаходження вагону у завантаженому та порожньому стані з рекомендованими швидкостями. В результаті отримані залежності, які характеризують імовірність безвідмовної роботи буксового вузла в залежності від швидкості та режиму руху.

Для експериментальної перевірки отриманих результатів були проведені експлуатаційні випробування на залізницях України. На першому етапі випробування напіввагонів з експериментальними підшипниковими вузлами, які були обладнані різними типами дворядних конічних підшипників, у обмеженій кількості проводилися на дослідному маршруті Укрзалізниці Роковата – Ужгород. Під час проведення випробувань вагонів, які обладнано конічними підшипниками, не зареєстровано випадків нагріву букс, які викликали відчеплення вагона від потяга. Остаточним оглядом із 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. Тому керівництвом Укрзалізниці було прийнято рішення про експлуатацію дослідно-промислової партії вагонів, які обладнані дворядними конічними підшипниками касетного типу.

Другий етап випробувань продовжується по теперішній час. На залізницях України в дослідній експлуатації знаходяться 1000 вагонів, обладнаних буксовими вузлами з дворядними конічними підшипниками (тобто 8000 буксових вузлів). Станом на січень 2012 р. не було зареєстровано ні однієї відмови, яка викликана саме відмовами підшипникових вузлів. Визначено показники надійності буксових вузлів вантажних вагонів, обладнаних дворядними конічними підшипниками. Нижня межа ймовірності безвідмовної роботи складає 0,9994, а верхня – 1.

В роботі визначений розрахунковий ефект від впровадження в буксах вантажних вагонів дворядних конічних підшипників. Загальна економія

експлуатаційних витрат на 1 вагон складатиме не менше 6500 грн на рік.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішене актуальне науково-прикладне завдання удосконалення методів оцінки працездатності буксових вузлів вантажних вагонів. Результати проведених теоретичних досліджень та їх експериментальна перевірка дозволяє зробити наступні висновки:

1. На підставі проведеного морфологічного аналізу конструкцій буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів встановлено, що конструктивна схема серійного буксового підшипникового вузла має таку особливість: під час руху вагонів на його елементи одночасно діють радіальні та осьові зусилля. Причому осьові зусилля сприймаються торцевими частинами роликів з тертям ковзання. Дія осьових зусиль в розрахунках, як правило, не враховувалась, хоча вони можуть досягнути великих значень.

2. Сформовано модель для визначення показників безвідмовності буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів, особливістю якої є врахування імовірнісного характеру діючих навантажень.

3. Розроблено 3D модель буксового підшипникового вузла вантажного вагона відкритого типу, яка враховує не лише внутрішню геометрію підшипників, але й особливості передачі навантаження на них. Запропонована модель дозволяє імітувати різні варіанти навантаження з оцінкою напружено-деформованого стану як самого підшипника, так і інших елементів буксового підшипникового вузла.

4. Проведено дослідження напружено-деформованого стану елементів буксового підшипникового вузла вантажного вагона з дворядним конічним підшипником. Визначено, що найбільші напруження в адаптері не перевищують 80 МПа, що суттєво менше межі текучості (282 МПа). Встановлено, що величина максимальних контактних напружень в діапазоні діючих експлуатаційних навантажень не перевищує 800 МПа. Визначено місця локалізації максимальних контактних напружень та отримано аналітичні залежності останніх від величини зовнішнього навантаження.

5. Проведені експериментальні дослідження динамічних якостей вантажних вагонів, які обладнано буксовими вузлами з різними типами підшипників. Встановлено, що вантажні вагони, які обладнані дослідними конічними підшипниками, задовольняють вимогам нормативних документів щодо динамічних якостей при швидкостях руху до 33,3 м/с (120 км/год).

6. За результатами динамічних ходових випробувань отримано залежності щодо розподілення коефіцієнтів вертикальних динамічних навантажень, які діють на буксові вузли при різних режимах руху та доведено, що зазначені коефіцієнти мають імовірнісний характер та розподілені за нормальним законом. Визначені параметри нормального розподілення для різних швидкостей руху та ділянок колії.

7. Виконано моделювання та встановлені показники безвідмовності буксових підшипників для різних режимів руху вагонів. Доведено, що при

навіть найбільш несприятливих умовах нижня межа ймовірності безвідмовної роботи складала 0,99975.

8. За результатами порівняльних експлуатаційних випробувань вагонів, які обладнано буксовими підшипниковими вузлами з дворядними конічними підшипниками в дослідному маршруті Укрзалізниці Роковата-Ужгород та в реальній експлуатації на залізницях України визначено показники безвідмовності буксових вузлів з конічними підшипниками. Нижня межа ймовірності безвідмовної роботи складає 0,9994, а верхня – 1. Результати проведених експлуатаційних випробувань підтверджують результати розрахунків за теоретичною моделлю.

9. Економічний ефект від впровадження буксових підшипникових вузлів з дворядними конічними підшипниками становить понад 6500 грн в рік на кожен вагон робочого парку.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Труфанова А. В. Аналіз конструктивних особливостей букс рухомого складу / А. В. Труфанова // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2005. – Вип. 68. – С. 259-265.
2. Труфанова А. В. Результати експлуатаційних випробувань конічних підшипників буксах вантажних вагонів / А. В. Труфанова// Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – Вип. 86. – С. 99-103.
3. Труфанова А. В. Аналіз досвіду експлуатації конічних підшипників касетного типу / А. В. Труфанова// Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 96. – С. 147-150.
4. Труфанова А. В. Результати динамічних випробувань вагонів із дослідними роликотпідшипниками / І. Е. Мартинов, А. В. Донченко, А. В. Труфанова, В. В. Ільчишин, Ю. О. Холод// Зб. наук. праць Київського університету економіки і технологій транспорту. Серія: Транспортні системи і технології. – Вип. 4. – К.: 2003. – С. 106-110.
5. Труфанова А. В. Оцінювання ходових якостей вагонів з дослідними роликотпідшипниками / А. В. Донченко, В. В. Ільчишин, І. Е. Мартинов, А. В. Труфанова, Ю. О. Холод // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2004. – Вип. 57. – С. 14-20.
6. Труфанова А. В. К вопросу внедрения вагонных букс с коническими роликотпідшипниками / А. Д. Лашко, В. В. Мархай, И. Э. Мартынов [та ін.] // Залізничний транспорт України. – 2006. – №2. – С. 17-19.
7. Труфанова А. В. До питання підвищення надійності роботи роликотвих букс / І. Е. Мартинов, А. В. Труфанова, М. К. Косован // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2006. – Вип. 79. – С. 103-108.
8. Труфанова А. В. Аналіз динамічної завантаженості ходових частин вантажних вагонів / І. Е. Мартинов, А. В. Труфанова // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2011. – Вип. 123. – С. 5-9.
9. Труфанова А. В. Дослідження впливу напруженого стану напівбоксі на безпеку руху поїздів / І. Е. Мартинов, А. В. Труфанова, Д. О. Шамшей //

Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – Вип. 81. – С. 149-152.

Додаткові праці:

10. Труфанова А. В. Новые пути развития конструкций буксовых узлов / А. В. Труфанова // Вагонный парк. – 2008. - №. 10 – С. 13-17.
11. Труфанова А. В. До проблеми підвищення надійності букс вантажних вагонів / І. Е. Мартинов, А. В. Труфанова // Проблемы механики железнодорожного транспорта: Динамика, надежность и безопасность движения подвижного состава: XI междунар. конф. Тезисы докладов. Днепропетровск, 2004. – С. 77.
12. Труфанова А. В. 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.
13. Труфанова А. В. 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.
14. Труфанова А. В. Дослідження динамічних навантажень, що діють на буксові вузли вантажних вагонів / І. Е. Мартинов, В. В. Ільчишин // Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології. Серія "Техніка, технологія". – К.: ДЕГУТ. – 24-25 березня 2011 р. – С. 92.
15. Труфанова А. В. Результаты эксплуатационных испытаний буксовых узлов кассетного типа / И. Э. Мартынов, А. В. Труфанова // Безопасность движения поездов: труды XI науч.-практ. конф., – М., 26-27 октября 2010 г. – С. VII-25.
16. Заявка на корисну модель № а 2011 03322 від 18 липня 2011 року. Стенд для вібродіагностування буксових вузлів колісної пари вантажного вагону.

АНОТАЦІЯ

Труфанова А. В. Удосконалення методів оцінки працездатності буксових вузлів вантажних вагонів. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів; Українська державна академія залізничного транспорту; Харків, 2012.

Дисертація присвячена удосконаленню методів оцінки працездатності буксових вузлів вантажних вагонів. З цією метою в роботі проведено морфологічний аналіз конструкцій буксових вузлів вагонів. Сформовано модель для визначення безвідмовності буксових підшипникових вузлів, в якій відмова буксового вузла розглядається як викид процесу навантаження за межі простору якості. Розроблено 3D модель буксового підшипникового

вузла вантажного вагона відкритого типу, що враховує не тільки внутрішню геометрію підшипника, а й особливості передачі навантаження. Виконано дослідження напружено-деформованого стану елементів буксового вузла та визначено межі простору якості.

У дисертаційній роботі виконано експериментальне дослідження динамічних якостей піввагонів, обладнаних буксовими вузлами з різними типами підшипників. Отримано залежності зміни коефіцієнта вертикальної динаміки. Доведено, що зазначені процеси є стаціонарними, ергодичними і описуються нормальним законом розподілу. Визначено основні параметри, що характеризують ці закони в залежності від швидкості руху, режиму експлуатації та ділянки шляху. Проведено порівняльні експлуатаційні випробувань вагонів, обладнаних дворядні конічним підшипниками касетного типу в дослідному маршруті і в реальній експлуатації на мережі залізниць України. За результатами випробувань визначені показники безвідмовності і довговічності буксових вузлів.

Результати дисертаційної роботи впроваджені в Головному управлінні вагонного господарства залізничного транспорту України, у ПАТ "Крюківський вагонобудівний завод", у навчальний процес Української державної академії залізничного транспорту.

Ключові слова: буксовий підшипниковий вузол, надійність, дворядний конічний підшипник, контактні напруження, експлуатаційні випробування, простір якості, коефіцієнт вертикальної динаміки.

АННОТАЦІЯ

Труфанова А. В. Совершенствование методов оценки работоспособности буксовых узлов грузовых вагонов. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 – подвижной состав железных дорог и тяга поездов; Украинская государственная академия железнодорожного транспорта; Харьков, 2012.

Диссертация посвящена совершенствованию методов оценки работоспособности буксовых узлов грузовых вагонов.

Проведен морфологический анализ конструкций буксовых узлов вагонов. Показано, что конструктивная схема буксового узла с двумя цилиндрическими подшипниками имеет принципиальные недостатки. Доказано, что наиболее рациональным вариантом является использование в буксах двухрядных конических подшипников, воспринимающих качением радиальные и осевые силы. При расчетах на прочность и надежность элементов буксовых узлов используются упрощенные схемы, не учитывающие ряд действующих факторов.

Сформирована модель для определения показателей безотказности буксовых подшипниковых узлов, в которой отказ буксового узла рассматривается как выброс процесса нагружения за пределы пространства качества. При этом предполагается, что процесс нагружения имеет

стохастический характер. Согласно предложенной процедуре на первом этапе с использованием методов механики твердого тела определяются параметры, характеризующие качество системы. После этого определяются вероятностные характеристики параметров, определяющие поведение системы при случайных нагрузках и отыскивается допустимая область, в которой параметры качества должны сохраняться в установленных пределах.

Разработана 3D модель буксового подшипникового узла грузового вагона открытого типа, учитывающая не только внутреннюю геометрию подшипника, но и особенности передачи нагрузки. Проведено исследование напряженно-деформированного состояния элементов буксового узла. С целью определения границ пространства качества установлены величина и место локализации максимальных контактных напряжений в зоне контакта тел и дорожек качения двухрядных конических подшипников. Определены зависимости максимальных контактных напряжений от внешней нагрузки.

В ходе ходовых динамических испытаний выполнено экспериментальное исследование динамических качеств полувагонов, оборудованных буксовыми узлами с различными типами подшипников, на полигоне Новомосковск-Баловка Приднепровской железной дороги. Установлено, что вагоны, оборудованные опытными коническими подшипниками, удовлетворяют требованиям нормативных документов по динамическим качествам при скоростях движения до 33,3 м/с (120 км/час). Оборудование подвижного состава коническими подшипниками не ухудшает динамические качества вагонов. Получены зависимости изменения коэффициента вертикальной динамики для необрессоренных масс тележки и установлено, что они представляют собой случайный процесс. Показано, что указанные процессы являются стационарными, эргодическими и описываются нормальным законом распределения. Определены основные параметры, характеризующие эти законы в зависимости от скорости движения, режима эксплуатации и участка пути. Выполнен расчет корреляционных функций для каждой реализации случайного процесса.

Проведены сравнительные эксплуатационные испытания вагонов, оборудованных двухрядными коническими подшипниками кассетного типа в опытном маршруте Укрзалізниці Роковата-Ужгород и в реальной эксплуатации на сети железных дорог Украины. Во время проведения расширенных эксплуатационных испытаний не зафиксированы случаи отказов буксовых узлов с двухрядными коническими подшипниками, которые бы вызвали недопустимый нагрев букс и отцепку вагона от поезда. По результатам испытаний определены показатели безотказности и долговечности буксовых узлов. Определен экономический эффект использования в буксах вагонов подшипников повышенной надежности.

Результаты диссертационной работы внедрены в Главное управление вагонного хозяйства Государственной администрации железнодорожного

транспорта Украины, в ПАО "Крюковский вагоностроительный завод", в учебный процесс Украинской государственной академии железнодорожного транспорта.

Ключевые слова: буксовый подшипниковый узел, надежность, двухрядный конический подшипник, контактные напряжения, эксплуатационные испытания, пространство качества, коэффициент вертикальной динамики.

THE SUMMURY

Trufanova A. Improved methods for evaluating performance axle boxes of freight cars.–The manuscript.

The dissertation on competition for scientific degree of candidate of technical sciences on a specialty 05.22.07 - rolling stock of railways and traction trains. Ukrainian State Academy of Railway Transport; Kharkov, 2012.

The dissertation is devoted to improving methods for assessing the ability of employers axle boxes of freight cars.

Conducted morphological analysis of structures axle boxes of cars. It is shown that the constructive scheme of axle boxes with two cylindrical bearings has fundamental shortcomings. It is proved, that the most rational option is to use the axle boxes double-row tapered roller bearings, which include rolling radial and axial forces.

A model for determining the reliability of bearing axle assemblies, axle-box in which the refusal is considered as the site release process of loading beyond the quality of the space. The process of loading is stochastic in nature.

Developed a 3D model of the axle-box bearing an open freight car, which takes into account not only the internal features of the geometry, and load transfer characteristics.

The study of stress- strained state of axle-box unit and defined the boundaries of space quality.

Experimental studies of the dynamic properties of gondola cars equipped with axle units with different types of bearings at the site Novomoskovsk-Balovka Dnieper railway. The dependences of the coefficient of vertical dynamics for trucks and found that they represent a random process. It is proved that these processes are stationary, argotic and described by a normal distribution law. The main parameters that characterize these laws, depending of the speed, operation mode and the stretch of track.

Comparative field tests of freight cars which equipped tapered roller units pilot route UkrzaliznytsyaRokovata-Uzhgorod in the real operation of the railway network in Ukraine. According to test results determined for the reliability and durability of the axle boxes.

Keywords: axle bearing boxes, reliability, doublerowtaperedrollerbearing,contact stresses, field tests, space quality, coefficient of the vertical dynamics.

ТРУФАНОВА АЛЬОНА ВОЛОДИМІРІВНА

УДК 629.4.027.11:629.463

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ
БУКСОВИХ ВУЗЛІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ**

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Надруковано згідно з оригіналом автора

Відповідальний за випуск

Калмиков О. С.

Підписано до друку “___” _____ 2012 р.
Формат 60×84 1/16 Папір офсетний
Умовн.-друк. арк. 0,9. Тираж 100 прим. Замовлення № ____.

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного
транспорту, 61050, м. Харків, площа Фейсрбаха, 7.
свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №2874 від 12.06.2007 р.