

УДК 629.4.027

ДО ПИТАННЯ МІНІМІЗАЦІЇ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ У ПІДШИПНИКАХ БУКС ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

Д-р техн. наук І. Е. Мартинов, кандидати техн. наук А. В. Труфанова, В. О. Шовкун, асп. О. М. Литовченко

ON THE ISSUE OF MINIMIZING CONTACT STRESSES IN BEARINGS OF FREIGHT WAGON BOXES

Dr. Sc. I. Martynov, PhD (Tech.) A. Trufanova, PhD (Tech.) V. O. Shovkun, postgraduate student O. Lytovchenko

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.214.2025.351914>



Анотація. У статті викладено результати дослідження напружено-деформованого стану циліндричних роликових підшипників буксових вузлів вантажних вагонів. Для розрахунків використовували методи механіки деформованого твердого тіла, реалізовані за допомогою методу скінченних елементів. Розмір сітки скінченних елементів у зоні контакту ролика та доріжок кілець вибрано за допомогою графоаналітичного методу. Для врахування складної форми елементів буксових вузлів і збільшення точності розрахунків використовували тетраедри з криволінійною формою ребер.

У розрахунках ураховано найбільш несприятливий варіант завантаження корпусу: сумісна дія вертикального статичного та динамічного навантаження. Зазначені навантаження моделювали через прикладення сили до верхніх приливів корпусу букси у вузлах.

Розподілення напружень уздовж твірної ролика має відносно нестабільний характер, причому в зоні переходу від твірної до торця ролика спостерігають різке збільшення напружень («крайковий» ефект).

Модернізація сталевого корпусу букси зі зміненою конструкцією опорної поверхні, де була розташована полімерна прокладка, дала змогу зменшити максимальні контактні напруження на 20 %.

Ключові слова: вантажний вагон, буксовий вузол, циліндричні підшипники, тіла кочення, контактні напруження, скінченні елементи.

Abstract. The article presents the results of a study of the stress–strain state of cylindrical roller bearings in the axleboxes of freight wagons. The calculation of contact stresses in the contact zone between the rings and rollers was performed on the basis of Hertzian contact theory. During the calculations, methods of solid-body deformation mechanics were used, implemented through the finite element method. The mesh size of the finite elements in the bearing raceway contact zone was selected using a graph-analytical method. To create a folding shape for the elements of the axle box units and to increase the accuracy of the alignments, tetrahedra with curved edges were formed.

The model of a typical freight wagon axlebox includes the axlebox housing, two cylindrical roller bearings, and an axle to simulate possible axle bending. The most unfavorable loading condition of the housing was considered: the combined action of vertical static and dynamic loads. These loads were simulated by applying a force to the upper part of the axlebox housing at the nodes.

The distribution of stresses along the roller generatrix is relatively unstable: in the transition zone from the generatrix to the roller end, a sharp increase in stresses («edge effect») is observed. This is also typical for other rollers in the contact zone.

Modernizing the steel axlebox housing by altering the design of the support surface where the polymer liner was located made it possible to reduce the maximum contact stresses by 20 %. The loads between the rollers became evenly distributed in both the front and rear bearings, with peak values occurring on the central roller. The «edge effect» is practically absent. The difference in radial loads on the front and rear bearings was almost completely eliminated due to misalignment compensation by the polymer liner. Compared with the typical axlebox unit, a greater number of rollers were involved in absorbing external loads, which increases the bearing's service life.

Keywords: freight car, axle boxes, cylindrical bearings, rolling elements, contact stresses, finite elements.

Вступ. Залізничний транспорт відіграє важливу роль у сучасній транспортній інфраструктурі та економіці України. Він є одним із найбільш ефективних і продуктивних способів перевезення вантажів і пасажирів. Залізниці України не просто виконують переважну частину вантажообігу для промисловості, але і забезпечують військові перевезення в умовах відсічі агресії.

Проведений аналіз вітчизняного вагонного парку свідчить, що переважна більшість вантажних вагонів відпрацювала не лише нормативний термін експлуатації, а і всі можливі продовження цього терміну. Парк вантажного рухомого складу потребує заміни застарілих моделей сучасними вагонами нового покоління. Вони мають забезпечувати збільшений міжремонтний пробіг, високу безвідмовність і ремонтпридатність, низьку собівартість перевезень. Тому завдання розроблення та впровадження інноваційних технічних рішень у конструкцію вантажних вагонів для вагонобудівників залишається вкрай актуальним завданням.

Проведені на початку ХХІ століття науковцями та фахівцями вагонобудівної промисловості науково-дослідні та дослідно-конструкторські роботи викликали появу на вітчизняних залізницях так званих вагонів «нового покоління», найбільш яскравим представником яких є універсальний напіввагон побудови ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» моделі 12-7023. Не обговорюючи переваги його кузова, необхідно зупинитися саме на ходових частинах. У візках моделі 18-7020

використано ряд передових технічних рішень, які суттєво впливають на ефективність експлуатації зазначених напіввагонів. Це повною мірою стосується і буксових вузлів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На залізницях України з початку 60-х років ХХ століття в буксах як вантажних, так і пасажирських вагонів використано циліндричні роликові підшипники N 232726 [0]. Як свідчить багаторічний досвід експлуатації [2], їхня надійність недостатня для гарантування безпеки руху. Так, на залізницях України у вантажних вагонів під час руху на шляху прямування до 70 % загальної кількості відчеплень через відмови різних елементів конструкції були викликані саме відмовами та надмірним нагрівом роликових букс [3-5]. Крім того, тисячі випадків відмов буксових вузлів вагонів виявлено засобами дистанційного контролю під час руху або оглядачами вагонів [6].

Аналіз результатів експлуатації буксових вузлів із циліндричними роликовими підшипниками дав змогу встановити основні причини відмов [7, 8] і визначити напрями удосконалення конструкції. Науковцями, фахівцями вагонного господарства та підшипникової промисловості був запропонований ряд технічних рішень із вибору оптимальних значень радіальних та осьових зазорів у підшипниках, удосконалення технології проведення монтувально-демонтувальних робіт (впровадження автоматизованих стендів), удосконалення конструкції підшипників і технології їх виготовлення

(так званий «розвал» бортів, коли борти підшипників мають певний нахил до поверхні кочення кілець, заміна циліндричної форми твірної роликів на бочкоподібну, використання поліпшених марок сталей тощо) [9, 10]. Під керівництвом В. Г. Андрієвського був виконаний комплекс досліджень із розроблення та застосування в циліндричних роликів підшипниках поліамідного сепаратора удосконаленої конструкції з підвищеною міцністю [11].

Спостереження за результатами експлуатації буксових вузлів із циліндричними підшипниками були продовжені фахівцями УкрДУЗТ [6, 10, 12]. Проведений аналіз засвідчив, що частка відмов роликів букс вагонів зменшується в абсолютних значеннях. Але, якщо врахувати зменшення вантажообігу та кількості вагонів у робочому парку, надійність буксових вузлів залишається практично незмінною та потребує підвищення.

Подібний аналіз був проведений у дослідженнях [13-16]. Автори детально аналізують причини відмов буксових підшипників вантажних вагонів і пропонують заходи з їх усунення.

Буксовий вузол знаходиться в необресореній зоні вагона. Тому зменшення його маси обіцяло не лише зменшити тару вагона, а й знизити динамічні навантаження на підшипники. Реалізація цього напрямку відбувалися через використання для виготовлення корпусів букс вантажних вагонів алюмінієвих сплавів [17]. Завдяки значно меншому порівняно зі сталлю модулю пружності такі корпуси забезпечували можливість знизити масу необресорених елементів, амортизацію та гасіння високочастотних динамічних впливів. Це допомагало збільшити довговічність підшипників через забезпечення оптимальної податливості верхньої частини корпусу букси і знизити рівень динамічного впливу вагона на колію [18].

Але постійний контакт алюмінієвої опорної поверхні верхньої частини корпусу букси зі сталлю боковою рамою візка моделі 18-100 призводив в експлуатації до інтенсивного спрацювання саме корпусів букс, що викликало необхідність їх частій заміни. Ураховуючи значну вартість алюмінію, це було неприйнятним [19].

Очевидно, що, незважаючи на значну кількість наукових робіт, присвячених аналізу різних аспектів експлуатації та надійності буксових вузлів вантажних вагонів із циліндричними роликів підшипниками, питання впливу конструкції корпусів букс на надійність циліндричних роликів підшипників висвітлено недостатньо.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є вибір раціональної конструкції корпусу букси для забезпечення мінімізації контактних напружень між тілами кочення в циліндричних роликів підшипниках. Для реалізації цієї мети необхідно створити 3D-модель типового буксового вузла вантажного вагона та буксового вузла з полімерною прокладкою, отримати розподілення контактних напружень уздовж твірної роликів у різних варіантів роликів букс і порівняти отримані результати.

Основна частина дослідження. Підшипники, що застосовують у буксах, є складними механічними системами. Традиційно для їх розрахунку використовували відносно прості математичні залежності. Однак у реальних умовах експлуатації фактичні навантаження на буксові підшипники формуються під впливом багатьох чинників і часто суттєво відрізняються від розрахункових величин.

У зв'язку з цим одним із найбільш перспективних підходів для розрахунку та вдосконалення буксових вузлів є створення і аналіз розрахункових моделей. При цьому до моделей вводять певні обмеження, параметри яких визначають на основі результатів експериментальних досліджень.

Як відомо, на буксовий вузол діють різні навантаження, що мають стохастичний характер. Напруження, які виникають у підшипниковому вузлі під час експлуатації вагонів, дуже великі. Це пов'язано з тим, що площа контакту між кільцем підшипника і тілом кочення (роликом) мала. При цьому виникають високі напруження, які концентруються тільки в зоні контакту і не поширюються на всю масу тіла кочення. Тому не лише геометрія підшипникового вузла, а й міцність самого підшипника безпосередньо впливають на безвідмовність і довговічність буксових вузлів вантажних вагонів.

Спираючись на класичну теорію Герца [20, 21], можна стверджувати, що взаємодія контактуючих поверхонь у підшипниковому вузлі має початково-лінійне торкання (ПЛТ). За величиною радіуси кривизни контактуючих тіл найчастіше значно перевищують ширину смуги контакту, а контактна міцність залежить переважно від напружень у зоні контакту. Проте пружні тіла, незалежно від їхньої номінальної геометрії, фактично мають певні розміри і початково-точкове торкання (ПТТ).

При цьому беруть такі припущення:

- напруження, що виникають у зоні контакту роликів і кілець, створюють тільки пружні деформації, що відповідають закону Гука;
- поверхні контакту малі порівняно з поверхнями тіл, що торкаються один одного;
- сили тиску, розподілені по поверхнях контакту, нормальні до цих поверхонь;
- матеріал контактуючих тіл є гомогенним та ізотропним;
- модуль пружності матеріалів є постійною величиною.

Але класична теорія Герца, попри те, що вона з успіхом використовується для визначення контактної міцності вже понад 100 років, має певні недоліки. Так, вона виходить із припущення, що осі тіл кочення,

що контактують, завжди паралельні (як перед прикладанням навантаження, так і після нього). У цьому випадку для двох тіл циліндричної форми поверхня контакту буде прямокутником (тобто розглядаємо ідеальний варіант взаємодії контактуючих тіл). Водночас доведено [22], що навіть незначний взаємний перекис осей суттєво змінює картину контакту, форма плями контакту фактично невідома та розподілення навантажень буде суттєво відрізнятися від теоретичного.

Не враховує теорія Герца і так званий «крайковий» ефект, відомий як теоретикам, так і практикам. Не зупиняючись у цій роботі на причинах виникнення цього явища, слід зазначити, що існуючі методи обчислення контактних напружень дають дуже велику похибку в зоні крайків роликів.

Тому для оцінювання напружено-деформованого стану буксового вузла доцільно використання методу скінченних елементів (МСЕ) [23, 24]. Цей чисельний метод розв'язування складних інженерних і фізичних задач базований на розбитті складної області (деталі, конструкції, простору) на велику кількість простіших елементів – скінченних елементів.

Ідея полягає в тому, що замість того, щоб шукати точний розв'язок для всієї області відразу (що часто неможливо аналітично), задачу розв'язують для кожного окремого маленького елемента, а потім результати об'єднують.

Перевагами методу скінченних елементів є універсальність, точність результатів для складної геометрії, можливість урахування різних матеріалів та умов.

Завдання математичного опису зведено до того, щоб зв'язати діючі у вузлах чинники. У механіці суцільного середовища це переміщення й зусилля.

Задача визначення поля переміщень у конструкції БВ може бути зведена до завдання мінімізації повної потенційної енергії по вузлових переміщеннях.

Оскільки буксовий вузол вагона складається з відносно масивних тіл

складної геометричної форми (циліндричні, прямокутні, з виточками та припливами) доцільно використовувати залежності для тривимірного напруженого стану.

Для вирішення завдань дослідження тривимірного напруженого стану найбільш часто використовують скінченні елементи у формі тетраедра і паралелепіпеда, що мають по три ступені вільності у вузлі, та полілінійну апроксимацію переміщень u_x, u_y, u_z .

Під час досліджень розроблено 3D-моделі буксових підшипникових вузлів вантажного вагона, які враховують не лише внутрішню геометрію підшипників, але й особливості передавання навантаження на них. Побудовані моделі допомагають імітувати різні варіанти навантаження з оцінюванням напружено-деформованого стану як самого підшипника, так і інших елементів буксового підшипникового вузла. Доцільно використовувати тетраедри з криволінійною формою ребер із десятьма вузлами, що дасть змогу врахувати складну форму елементів конструкції буксових вузлів і збільшити точність розрахунків.

Будували геометричну модель буксового вузла у програмному середовищі «ANSYS Discovery» (це програмний комплекс, призначений для інженерного моделювання, що поєднує інструменти для швидкого та інтерактивного моделювання, а також високоточного аналізу з використанням вирішувачів ANSYS. Він допомагає інженерам проводити віртуальні випробування на ранніх етапах розроблення, що сприяє підвищенню ефективності та якості проектування). ANSYS Mechanical APDL призначений для розв'язання задач механіки деформованого твердого тіла. ANSYS Mechanical надає інструменти для проведення розрахунків з урахуванням різних чинників, таких як нелінійні властивості матеріалів, пластичність, контактна взаємодія та ін.

Через складність моделей будували та розраховували підшипниковий вузол принципово в одному і тому самому

програмному комплексі. Це дало змогу уникнути проблем з імпортуванням геометричної моделі до розрахункового комплексу, які могли б вплинути на точність розрахунків.

Розмір сітки скінченних елементів у зоні контакту ролика та доріжок кілець вибирали за допомогою графоаналітичного методу (рис. 1).

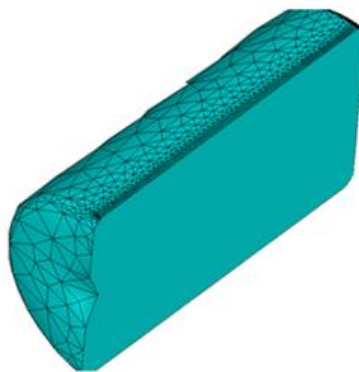


Рис. 1. Уточнення сітки скінченних елементів в зоні контакту

Елемент Solid 92 визначений десятьма вузлами, що мають три ступені вільності в кожному вузлі: переміщення в напрямку осей X, Y, Z у системі координат вузла. Саме такі елементи є найкращими для моделювання машинобудівних конструкцій відносно малих розмірів, але складної форми.

Така особливість скінченно-елементної сітки дала змогу з більшою точністю обчислювати контактні напруження в зоні контакту і визначити характер розподілення напружень уздовж твірної роликів.

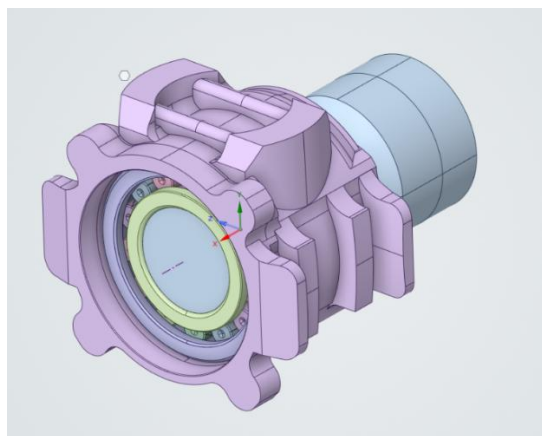
Під час створення моделі були прийняті припущення, що відповідали основним положенням теорії Герца. Крім того, не враховано вплив технологічних відхилень зі складанням елементів ходових частин на навантаження елементів підшипника, а також їхнє можливе спрацювання в експлуатації. Також не

розглядали вплив мастила на контактну міцність деталей підшипника.

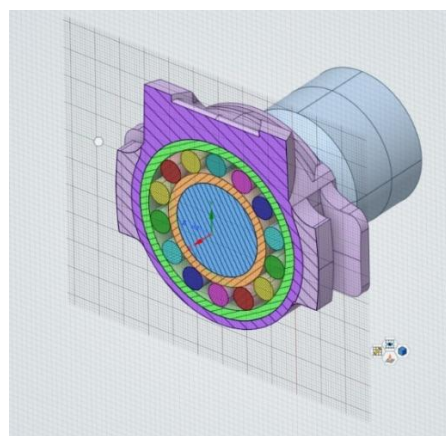
Для розрахунків урахували найбільш несприятливий варіант завантаження корпусу: сумісна дія вертикального статичного та динамічного навантаження. Зазначені навантаження

моделювали через прикладення сили до верхніх приливів корпусу букси у вузлах.

Модель буксового вузла вантажного вагона включає корпус букси, два підшипники, вісь для моделювання можливого вигину осі (рис. 2). Ролики підшипників були «бомбінованими».



а



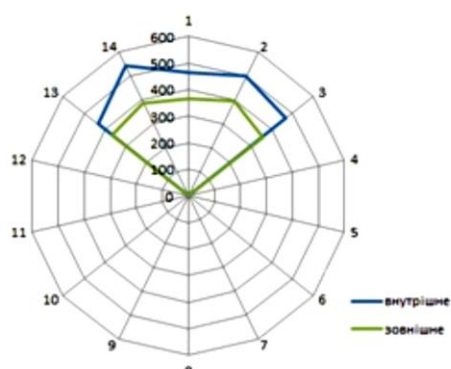
б

Рис. 2. Геометрична модель типового буксового вузла: а – вигляд буксового вузла без кріпильної кришки; б – розріз посередині заднього підшипника

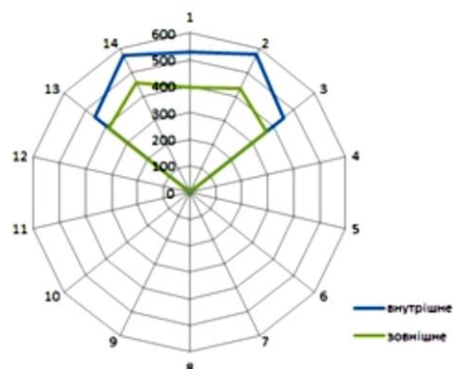
У подальшому розроблена модель перетворена в скінченно-елементну.

Із розв'язанням були отримані максимальні контактні напруження, що виникають у зоні контакту, а також епюри розподілення зусиль на ролики.

Максимальні напруження в зоні контакту роликів із внутрішнім кільцем у задній частині підшипника (біля передпідматочинної частини) не перевищують 622 МПа (рис. 3) і нерівномірно розподілені для всіх роликів, що знаходяться в зоні навантаження.



а



б

Рис. 3. Розподілення максимальних контактних напружень між роликами: а – передній підшипник; б – задній підшипник

Незважаючи на наявність «бомбіни» на роликах, розподілення напружень уздовж твірної ролика має відносно нестабільний характер, причому в зоні переходу від

твірної до торця ролика спостерігають різке збільшення напружень («крайковий» ефект). Це характерно також для інших роликів у зоні контакту (рис. 4).

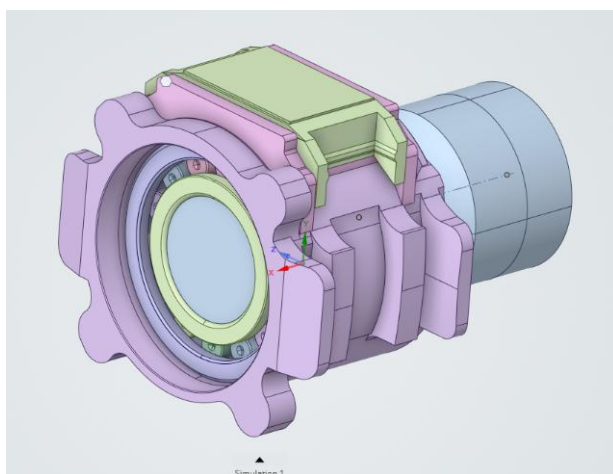


Рис. 4. Розподілення максимальних контактних напружень уздовж твірної ролика переднього підшипника

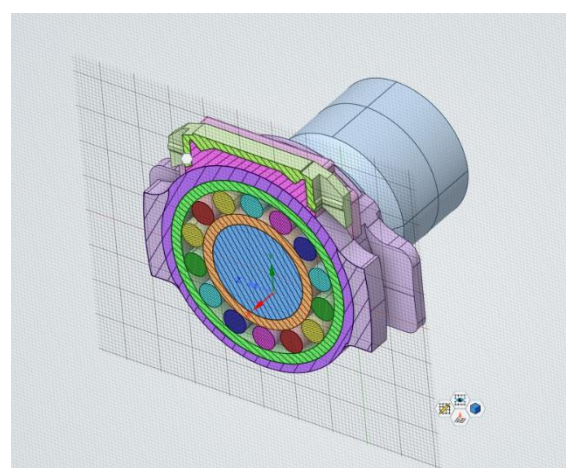
Тобто наявність «бомбіни» на роликах сприяє зменшенню контактних напружень, але не усуває нерівномірність їхнього розподілення уздовж твірної.

Для подальших досліджень була запропонована конструкція буксового вузла з корпусом букси, де у верхній частині

впресована полімерна прокладка - адаптер+. Відповідно, розроблена модель складається з частини характерного типового корпусу букси, у якому змінена конструкція верхньої частини для забезпечення надійного кріплення полімерної прокладки (рис. 5).



а



б

Рис. 5. Геометрична модель модернізованого буксового вузла: а – вигляд модернізованого буксового вузла без кріпильної кришки; б – розріз посередині заднього підшипника

Були отримані значення максимальних контактних напружень, що виникають у зоні контакту ролика і доріжок кілець підшипників (рис. 6), а також епюри розподілення зусиль на ролики.

Максимальні напруження в зоні контакту роликів із внутрішнім кільцем у

задній частині підшипника (біля передпідматочинної частини) не перевищують 500 МПа (рис. 7) і нерівномірно розподілені для всіх роликів, що знаходяться в зоні навантаження.

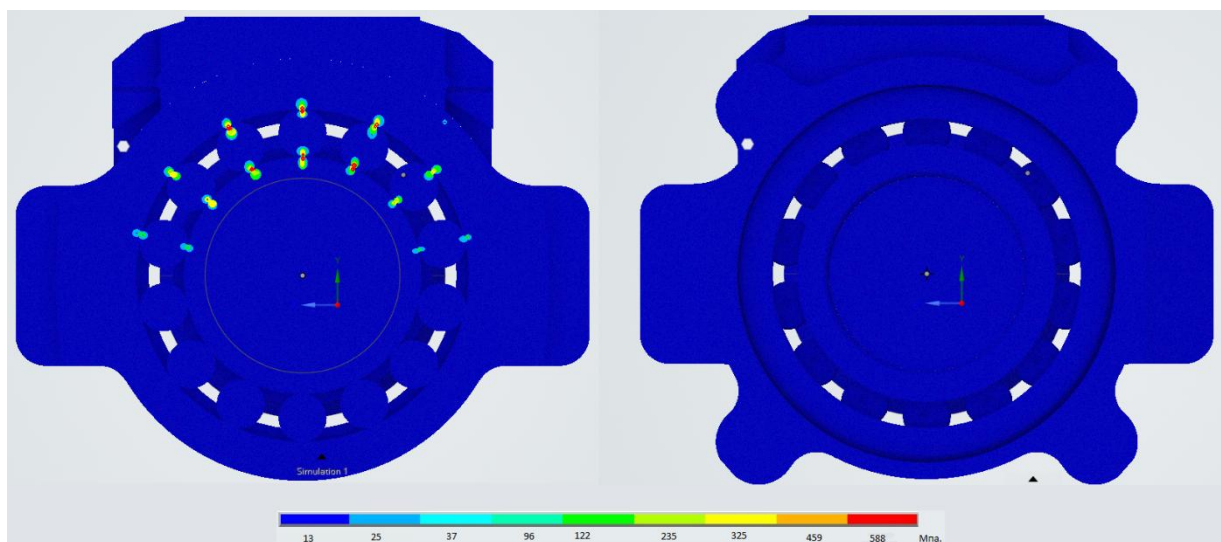


Рис. 6. Загальний вигляд напружено-деформованого стану роликів у підшипнику

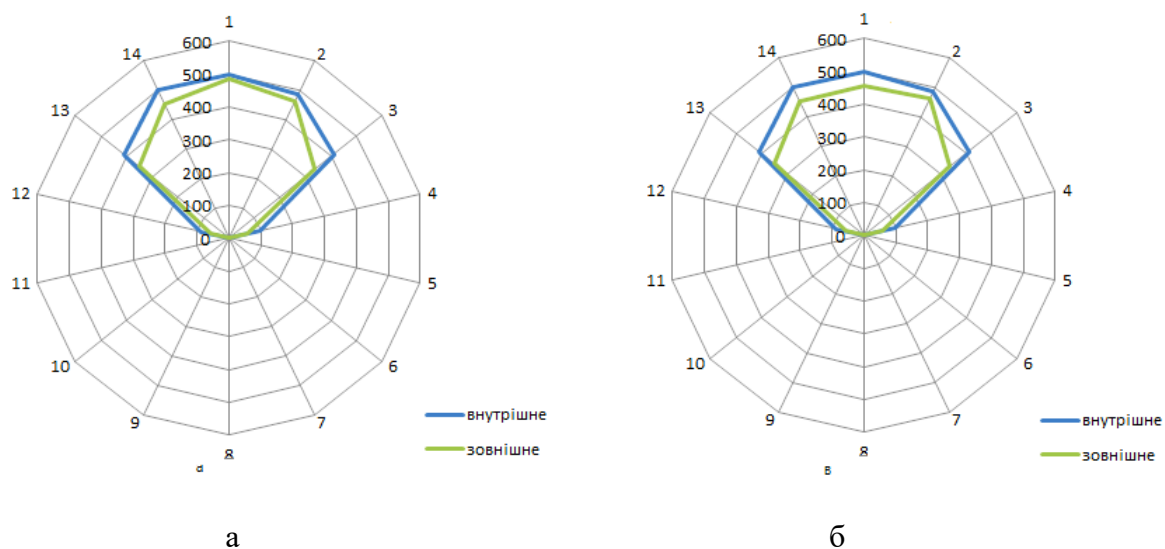


Рис. 7. Розподілення максимальних контактних напружень між роликами в передньому (а) і задньому (б) підшипниках

Розподілення напружень уздовж твірної ролика має відносно стабільний

характер, причому в зоні переходу від твірної до торця ролика спостерігають різке

зменшення напружень («крайковий» ефект майже відсутній). Це характерно також для інших роликів у зоні контакту.

Аналізуючи розподілення еквівалентного навантаження між роликами, можна побачити, що максимальних значень навантажень досягають на центральному ролику як у передньому, так і задньому підшипнику буксового вузла.

Різниця радіальних зусиль, що діють на задній і передній підшипники буксового вузла, практично нівельована можливістю компенсації перекосів полімерною прокладкою.

Очевидні переваги такої конструкції і для вирівнювання навантажень між роликами, зменшення напружень за рахунок перерозподілу навантажень між переднім і заднім підшипниками, а також включення в роботу більшого сектору роликів.

Висновки

1. Побудовано розрахункову модель буксового підшипникового вузла вантажного вагона з двома циліндричними підшипниками, яка враховує не лише внутрішню геометрію підшипників, але й особливості передавання навантаження на них. Ця модель дає змогу імітувати різні варіанти навантаження з оцінюванням напружено-деформованого стану як самого підшипника, так і інших елементів.

2. Максимальні напруження в зоні контакту роликів із внутрішнім кільцем у задній частині підшипника (біля передпідматочинної частини) не перевищують 622 МПа і нерівномірно розподілені між роликами, що знаходяться в зоні навантаження.

3. У зоні переходу від твірної до торця ролика спостерігають різке збільшення напружень («крайковий» ефект).

4. Запропоновано конструкцію буксового вузла з корпусом букси, де у верхній частині впресована полімерна прокладка.

5. Для такого буксового вузла максимальні напруження в зоні контакту роликів із внутрішнім кільцем у задній частині підшипника (біля передпідматочинної частини) не перевищують 500 МПа.

6. У зоні переходу від твірної до торця ролика спостерігають різке зменшення напружень («крайковий» ефект майже відсутній). Це характерно також для інших роликів у зоні контакту.

7. Різниця радіальних зусиль, що діють на задній і передній підшипники буксового вузла, практично нівельована можливістю компенсації перекосів полімерною прокладкою.

Список використаних джерел

1. Martynov I. E., Trufanova A. V., Safronov O. M. Axlebox roller bearings for railway vehicles: design and calculations: monograph. Kremenchug, 2022. 147 p.
2. Мартынов И. Э. Анализ опыта эксплуатации цилиндрических роликоподшипников букс грузовых вагонов. *Вісник Східноукраїнського державного університету*. 2000. № 5 (27). С. 157-159.
3. Гайдамака А. В. Надійність циліндричних роликопідшипників букс вагонів і локомотивів. *Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп.* Харків: УкрДАЗТ, 2013. Вип. 139. С. 103-111.
4. Цюренко В. Н., Петров В. А. Надежность роликовых подшипников в буксах вагонов. Москва: Транспорт, 1982. 96 с.
5. До питання забезпечення працездатності буксових вузлів вантажних вагонів / І. Е. Мартинов, А. В. Труфанова, В. О. Шовкун та ін. *Комунальне господарство міст. Науково-технічний збірник. Серія: Технічні науки та архітектура*. 2024. Т. 4, вип. 185. С. 228-234.

6. Пути повышения безопасности движения в вагонном хозяйстве / В. Н. Самсонкин, Н. Е. Вещева, А. В. Труфанова, А. Ф. Гаврилук. *Восточноукраинский журнал передовых технологий*. 2003. № 5. С. 30-32.
7. Прилепов Н. Н., Петров В. А. Что показал анализ отказов подшипников качения. *Железнодорожный транспорт*. 1976. № 4. С. 55-57.
8. Цюренко В. Н. Опыт эксплуатации вагонов с буксовыми узлами на подшипниках качения. *Труды ВНИИЖТ*. Москва, 1982. Вып. 654. С. 4-26.
9. Шавишвили А. Д. Анализ опыта эксплуатации вагонных букс с роликовыми подшипниками. *Межвуз. темат. сб. / Ростовский институт инженеров железнодорожного транспорта*. Ростов-на-Дону, 1982. № 167. С. 13-18.
10. Мартинов І. Е., Труфанова А. В., Ільчишин В. М. До питання оцінки надійності буксових вузлів критичних вантажних вагонів. *Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп.* Харків: УкрДАЗТ, 2013. Вип. 143. С. 69-74.
11. Андриевский В. Г. Буксовый роликподшипник повышенной надежности. *Залізничний транспорт України*. 1998. № 1. С. 62-65.
12. Мартинов І. Е. До питання оцінки надійності буксових вузлів критичних універсальних вагонів. *Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп.* Харків: УкрДАЗТ, 2014. Вип. 143. С. 69-74.
13. Аширбаев Г. К., Утепова А. У., Аширбаева И. А. Повышение надежности буксовых узлов колесных пар железнодорожных вагонов. *Вестник КазАТК*. 2021. № 2 (117). С. 7-12.
14. Analysis of failures of bearings of axle box unit with polyamide cages and prospects of increasing their service life / D. V. Butorin, N. G. Filippenko, A. V. Livshits, S. I. Popov. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, International Conference on Transport and Infrastructure of the Siberian Region (SibTrans-2019)*. 2019. Vol. 760. P. 1-10.
15. Failures of bearings and axles in railway freight wagons / V. Gerdun, T. Sedmak, V. Sinkovec, I. Kovse, B. Cene. *Engineering Failure Analysis*. 2007. Vol. 14(5). P. 884-894.
16. Hermnio M. Analysis of failures of rolling stock railways rolling bearings. *Fernandes Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto*. Dissertation in Mestrado Integrado em Engenharia Mecanica. 2017. 107 p.
17. Корпус буксы из алюминиевого сплава / Н. А. Буше, О. М. Савчук, В. В. Новиков и др. *Ж.-д. трансп.* 1981. № 10. С. 53-55.
18. Савчук О. М. Влияние упругости корпуса буксы на работу подшипников. *Динамика механических систем: сб. науч. тр. ин-та техн. механики АН Украины*. Киев, 1983. С. 139-148.
19. Опыт эксплуатации роликовых буксовых узлов с корпусами из алюминиевого сплава / В. В. Копытько, С. Г. Иванов, О. М. Савчук и др. *Вестник ВНИИЖТа*. 1992. № 5. С. 45-47.
20. Перель Л. Я. Подшипники качения. Справочник. Москва: Машиностроение, 1983. 543 с.
21. Hertz H. Veber die Beruhrung fester elastischer Korper. *Gesamelte Werke*. Leipzig, 1895.
22. Савчук О. М. Теоретическое исследование нагруженности роликов в подшипниках буксовых узлов подвижного состава. *Проблемы механики железнодорожного транспорта: тезисы докладов Международной всесоюзной конференции*. Днепропетровск, 1980. С. 127.
23. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Москва: Мир, 1984. 428 с.
24. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. Москва: Мир, 1975. 541 с.

Мартинов Ігор Ернстович, доктор технічних наук, професор кафедри інженерії вагонів та якості продукції, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0002-0481-3514>. Тел.: 050 300-31-60. E-mail: martinov.hiit@gmail.com.

Труфанова Альона Володимирівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерії вагонів та якості продукції, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: [https:// orcid.org/0000-0003-1702-1054](https://orcid.org/0000-0003-1702-1054). Тел.: +38 (050) 520-17-81. E-mail: alena.hiit.vagons@gmail.com.

Шовкун Вадим Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерії вагонів та якості, Український державний університет залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-35. <https://orcid.org/0000-0003-1826-6053>. E-mail: vadimshovkun62@gmail.com.

Литовченко Олександр Миколайович, аспірант кафедри інженерії вагонів та якості продукції, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: [https:// orcid.org/0000-0003-1702-1054](https://orcid.org/0000-0003-1702-1054). Тел.: +38 050 161-18-48. E-mail: rokada_t@ukr.net.

Martynov Igor, Dr. Sc. (Tech). Professor, department of wagons engineering and product quality, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0002-0481-3514>. Тел.: (057) 730-10-36. E-mail: martynov.hiit@gmail.com.

Trufanova Alena, Associate Professor, department of wagons engineering and product quality, Ukrainian State University of Railway Transport. <https://orcid.org/0000-0003-1702-1054>. Тел.: (057) 730-10-35. E-mail: alena.hiit.vagons@gmail.com.

Shovkun Vadim, Associate Professor, department of wagons engineering and product quality, Ukrainian State University of Railway Transport. Тел.: (057) 730-10-35; <https://orcid.org/0000-0003-1826-6053>. E-mail: vadimshovkun62@gmail.com.

Lytovchenko Oleksandr, postgraduate student, department of wagon engineering and product quality. ORCID iD: [https:// orcid.org/0000-0003-1702-1054](https://orcid.org/0000-0003-1702-1054). Тел.: +38 050 161-18-48. E-mail: rokada_t@ukr.net.

Статтю прийнято 25.12.2025 р.