

**І. Е. Мартинов**

Український державний університет залізничного транспорту  
пл. Фейербаха, 7, м. Харків, 61050, Україна  
Телефон: +38 (057) 730-10-36, E-mail: martinov.hiit@gmail.com  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0481-3514>

**А. В. Труфанова**

Український державний університет залізничного транспорту  
пл. Фейербаха, 7, м. Харків, 61050, Україна  
Телефон: +38 (057) 730-10-35, E-mail: trufanova@kart.edu.ua  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1702-1054>

**В. О. Шовкун**

Український державний університет залізничного транспорту  
пл. Фейербаха, 7, м. Харків, 61050, Україна  
Телефон: +38 (057) 730-10-35, E-mail: vadimshovkun62@gmail.com.  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1826-6053>

**О. Л. Шарий**

Український державний університет залізничного транспорту  
пл. Фейербаха, 7, м. Харків, 61050, Україна  
Телефон: +38 (057) 730-10-35, E-mail: Sharyi@ukr.net  
ORCID: <https://orcid.org/0009-0003-4234-9286>

### ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ В ЦИЛІНДРИЧНОМУ ПІДШИПНИКУ БУКСОВОГО ВУЗЛА ВАНТАЖНОГО ВАГОНА

*Стаття присвячена аналізу закономірностей розподілення навантажень між роликами в циліндричних роликових підшипниках буксового вузла вантажного вагона. Відмова буксових підшипників під час експлуатації може викликати вимушену зупинку вагона під час руху. Надійність роликових циліндричних підшипників залежить від багатьох чинників. Розподіл навантаження між роликами буксового підшипникового вузла є одним з ключових факторів, що впливає на їх знос та термін служби. Запропоновано 3D модель буксового підшипникового вузла вантажного вагона з циліндричними підшипниками. Вона враховує не лише внутрішню геометрію підшипників, але й конструктивні особливості корпусів букс вантажних вагонів.*

*Для розрахунків використовувався метод скінчених елементів. В якості скінчених елементів використовувалися тетраедри з криволінійною формою ребр та десятьма вузлами. Це дозволило врахувати складну форму елементів конструкції буксових вузлів та збільшити точність розрахунків.*

© Мартинов І. Е., Труфанова А. В., Шовкун В. О., Шарий О. Л., 2023

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

---

*Побудована модель дозволяє імітувати різні варіанти навантаження з оцінкою напружено-деформованого стану як самого підшипника, так і інших елементів буксового підшипникового вузла.*

*Вертикальне навантаження, що діє на буксу, обиралось з урахуванням величини максимального розрахункового статичного навантаження від колісної пари на рейки 230,5 кН та було зосереджено у вузлах скінченоелементної сітки на верхніх приливах корпусу букси. При розрахунках враховувався найбільш несприятливий варіант завантаження корпусу.*

*В результаті розрахунків отримано розподілення максимальних контактних напружень, виникаючих в зоні контакту роликів та доріжок кочення кілець, а також розподіл еквівалентного навантаження між роликами. Доведено, що максимальні значення навантажень досягаються не на центральному ролику, а відповідно на наступному та попередньому. Ролики заднього підшипника завантажені більш, ніж ролики переднього на 10%.*

*Зі збільшенням радіального навантаження характер розподілення не змінюється, а лише призводить до збільшення еквівалентних навантажень на ролики.*

*Прикладання осьових сил змінює характер розподілення еквівалентного навантаження. Встановлено, що з появою та збільшенням осьового навантаження зростають еквівалентні навантаження, що діють на ролики підшипника. Максимальні напруження, викликані осьовим навантаженням, зосереджені в зоні контакту торців ролика та буртів зовнішнього та внутрішнього кілець підшипника.*

*Ключові слова:* вантажний вагон, буксовий вузел, циліндричний підшипник, відмова, напруження, еквівалентні навантаження, розподіл.

**Вступ.** Залізничний транспорт залишається однією з найважливіших галузей нашої економіки. Залізничний транспорт України посідає перше місце за вантажообігом у порівнянні з іншими видами транспорту. Він не створює матеріальних цінностей. Результатом його роботи є переміщення вантажів і людей. Важливість залізничного транспорту полягає в тому, що він забезпечує зв'язки між галузями, підприємствами, регіонами країни, зарубіжними державами. Саме залізниці забезпечують швидкий і регулярний рух незалежно від погодних умов та пори року.

Це сфера діяльності, де безпека та надійність відіграють ключову роль, оскільки від них залежить життя багатьох тисяч людей. Тому одним з найважливіших питань на залізницях завжди було та залишається забезпечення безпеки руху. Ця проблема завжди перебувала в центрі уваги під час створення перспективних конструкцій вагонів, розроблення технологічних процесів їх ремонту та технічного обслуговування. Водночас підвищення швидкостей руху, ускладнення технічних засобів вимагають посилення уваги всіх без винятку фахівців даної галузі до забезпечення безперебійності та безпеки руху поїздів та маневрової роботи.

Роботоздатність вантажних вагонів залежить від надійної роботи усіх його елементів. Але особливу увагу необхідно звертати на безвідмовність та довговічність буксових вузлів з підшипниками кочення. Вони включають в себе зовнішні та внутрішні кільця, тіла кочення, ущільнення та інші деталі, відмова кожного з яких під час експлуатації може викликати вимушену зупинку вагона від час руху. Розпо-

діл навантаження між роликами підшипникового буксового вузла є одним з ключових факторів, що впливає на їх знос та термін служби.

**Аналіз останніх досліджень і постановка проблеми.** Питанням дослідження роботи буксових вузлів вантажних вагонів для підвищення ефективності їх використання присвячена значна кількість досліджень. Авторами статті [1] проведено динамічний аналіз напружень роликів у конічних роликів підшипниках. Для моделювання поведінки роликів підшипника та ідентифікації розподілу напружень під час роботи використовувався метод скінченних елементів. Результати свідчать, що розподіл напружень сильно залежить від швидкості обертання підшипника та характеру розподілу зовнішнього навантаження.

У статті [2] подано огляд причин відмов підшипників кочення. Автори досліджують фактори, які спричиняють відмови підшипників. Серед них неправильне встановлення (тобто помилки виробничого персоналу), недостатня кількість мастила (або його забруднення чи обводнення), неправильна виробнича збіжність. Узагальнення також включає огляд особливостей конструкції різних типів підшипників та їх характеристик.

Автори досліджень [3, 4] розглядають питання надійності буксових підшипників вантажних вагонів. Вони приходять до висновку, що циліндричні роликові підшипники не забезпечують нормативну довговічність. Крім того, на їх думку розподілення навантажень між роликами у буксовому підшипнику суттєво відрізняється від класичного, згідно якого найбільш навантаженим є верхній ролик.

У фундаментальній роботі [5] Harris T. подано всебічний аналіз методів проектування та розрахунку підшипників кочення. Автор розглядає особливості проектування та експлуатації різних типів підшипників, а також фактори, які впливають на їх продуктивність.

Результати аналізу деяких випадків відмов підшипників вантажних вагонів, що спричинили важкі наслідки, викладені у статті [6]. У дослідженні [7] розглянуто механізм виникнення втоми від контакту при коченні, яка виникає внаслідок циклічного навантаження. Ці ж питання розглядаються у [8].

Стаття [9] присвячена теоретичному дослідженню розподілення навантажень на ролики в підшипниках буксових вузлів рухомого складу. Автор вперше у вітчизняній практиці використовує метод скінченних елементів для моделювання поведінки підшипника. О. М. Савчук також приходять до висновку, що розподіл навантаження на ролики сильно залежить від швидкості обертання та характеру розподілу зовнішнього навантаження. У статті [10] досліджується вплив пружності корпусу букси на роботу підшипників. Результати цього дослідження містять корисну інформацію про динамічну поведінку підшипників, яка може бути використана при проектуванні більш ефективних підшипників.

Дослідження [11] присвячене аналізу проблемам, пов'язаних з експлуатацією буксових вузлів вантажних вагонів, та можливим шляхам їх вирішення. Автор пропонує нові рішення для покращення експлуатації буксових вузлів, зокрема, застосування нових матеріалів, конструкцій та технологій виробництва. В роботі також розглядаються питання підвищення ефективності ремонту та технічного обслуговування буксових вузлів.

Не залишилися осторонь досліджень виробники підшипникової продукції. Так у статті [12] розглядається новий концепт підшипника для важких навантажень, що розроблений компанією SKF. Автори описують технічні особливості цього концепту та дослідження, які підтверджують його ефективність. Крім того, стаття містить

прикладі використання цього концепту в різних галузях, таких як залізничний транспорт та промисловість.

Авторами в роботі [13] досліджується вплив конструкції адаптерів на розподілення навантаження у підшипникових вузлах. Автори провели дослідження та аналізували вплив різних конструкцій адаптерів на розподілення навантаження у підшипникових вузлах. В той же час вплив особливостей конструкції корпусу букси на розподіл навантажень між роликами досліджено недостатньо.

**Мета дослідження.** Метою роботи є дослідження розподілу навантаження між роликами підшипникового буксового вузла вантажного вагона.

**Методи дослідження.** Для визначення розподілу навантаження між роликами підшипникового буксового вузла вантажного вагона, існують різні методи та підходи, подані нижче.

Метод обчислення механічного навантаження: Цей метод полягає в розрахунку механічного навантаження на кожен ролик підшипникового буксового вузла вантажного вагона. Тобто вважається, що у будь-який довільно взятий момент часу елементи працюючого підшипника знаходяться у рівновазі. Використовуючи класичні залежності теоретичної механіки (з урахуванням власної ваги вагона, ваги вантажу, динамічний фактор навантаження та ін.) можливо визначити навантаження, що діють між кільцями та тілами кочення.

Експериментальний метод: він полягає в установці датчиків на кожен ролик підшипникового буксового вузла вантажного вагона для вимірювання навантаження. Результати експерименту дозволяють визначити точний розподіл навантаження між роликами.

Використання математичних моделей: Цей метод полягає в розрахунку навантаження на кожен ролик підшипникового буксового вузла вантажного вагона за допомогою розроблених математичних моделей. Для цього використовуються формули, які враховують фізичні параметри системи, такі як вага, швидкість, кутова швидкість, кутове прискорення тощо.

Метод скінченних елементів: Цей метод полягає в розрахунку навантаження на кожен ролик підшипникового буксового вузла вантажного вагона за допомогою методу скінченних елементів. Цей метод дозволяє враховувати взаємодію між елементами системи та детально аналізувати розподіл навантаження на кожен ролик підшипникового буксового вузла.

У кожного з цих методів є свої переваги та недоліки, але в комбінації вони можуть дати точну та надійну інформацію про розподіл навантаження між роликами підшипникового буксового вузла вантажного вагона.

Однак найбільш доцільним та точним можна вважати метод скінченних елементів. Він дає можливість отримати картину розподілення розрахункових напружень, найбільш наближену до реальності. Тому в подальшому для розрахунків буде використаний саме він.

**Матеріали дослідження.** Для проведення досліджень напружено-деформованого стану була розроблена 3D модель буксового підшипникового вузла вантажного вагона з циліндричними підшипниками. Побудова геометричної моделі буксового вузла виконувалася у програмному середовищі "ANSYS Mechanical APDL (рис. 1).

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

---

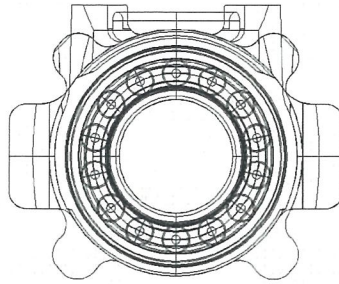


Рис. 1. Геометрична модель буксового вузла

Через складність моделей, побудова та розрахунок підшипникового вузла принципово виконувався в одному і тому ж програмному комплексі. Це дозволило уникнути проблем при імпортуванні геометричної моделі до розрахункового комплексу, які могли б вплинути на точність розрахунків.

Для моделювання об'ємів твердих тіл використовувалися 10-вузлові скінченні елементи тетрадрального типу Solid92.

Елемент визначається десятьма вузлами, що мають три ступені вільності в кожному вузлі: переміщення у напрямі осей  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  в системі координат вузла. Саме такі елементи найкраще підходять для моделювання машинобудівних конструкцій відносно малих розмірів, але складної форми.

Розроблена скінченно-елементна модель складається з 477925 скінченних елементів та 1402726 вузлів

Для моделювання контактної поверхні роликів використовувалися скінченні елементи Targe 170, для контактної поверхні зовнішнього та внутрішнього кілець підшипника, використовувалися скінченні елементи Kona174.

Контактні елементи мають ті ж самі геометричні розміри та загальний набір геометричних характеристик, що і пов'язані з ними реальні об'ємні елементи. ANSYS створює два різні типи контактних елементів: "цільові" на поверхні, яка має більшу жорсткість (у нашому випадку це ролики). Ці елементи вдавлюються в «контактну» поверхню, яка має меншу жорсткість (поверхні кочення зовнішнього та внутрішнього кілець).

Розмір сітки скінчених елементів в зоні контакту ролика та доріжок кілець обирався за допомогою графоаналітичного методу та уточнювався до розміру 0,02 мм (рис. 2.)

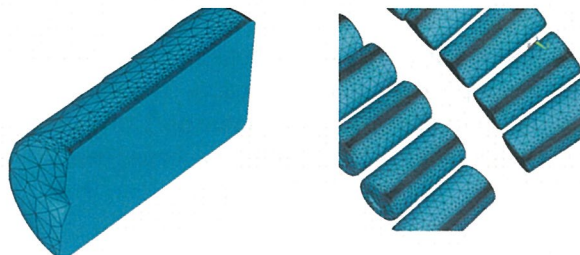


Рис. 2. Уточнення сітки скінчених елементів в зоні контакту

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Така особливість скінчено-елементної сітки дозволила з більшою точністю обчислювати контактні напруження в зоні контакту та визначити характер розподілення напружень уздовж твірної роликів.

Під час створення моделі були прийняті такі припущення, що відповідають основним положенням теорії Герца:

- навантаження до контактуючих поверхонь прикладене перпендикулярно площадці контакту;
- область контакту мала в порівнянні з радіусами кривизни контактуючих тіл;
- матеріали контактуючих тіл однорідні, ізотропні та ідеально пружні;
- вплив технологічних відхилень при складанні елементів ходових частин на навантаження елементів підшипника, а також їх можливе спрацювання в експлуатації не враховується;
- вплив мастила на контактну міцність деталей підшипника не враховується.

При розрахунку буксового вузла були прийняті наступні допущення:

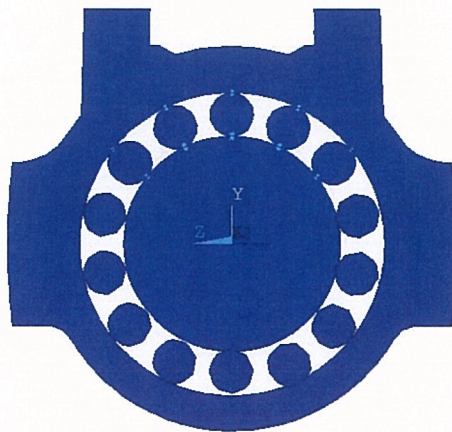
- матеріал буксового вузла працює в пружній стадії деформації і має постійні характеристики – модуль пружності сталі, з якої виготовлені кільця підшипника, приймався рівним  $2,1 \times 10^{11}$  Па, коефіцієнт Пуассона 0,3.

- модуль пружності сталі, з якої виготовлений методом лиття корпус букси, приймався рівним  $1,8 \times 10^{11}$  Па, коефіцієнт Пуассона 0,25 .

Моделі враховують не лише внутрішню геометрію підшипників, але й конструктивні особливості корпусів букс вантажних вагонів. Це дозволяє імітувати різні варіанти навантаження з оцінкою напружено-деформованого стану, як самого підшипника, так і інших елементів буксового підшипникового вузла.

Вертикальне навантаження розраховувалося, виходячи з величини максимального розрахункового статичного навантаження від колісної пари на рейки 230,5 кН. При розрахунках враховувався найбільш несприятливий варіант завантаження корпусу. Вертикальне навантаження моделювалося шляхом прикладення сили у вузлах, до верхніх приливів корпусу букси, діючої у напрямку осі «Y0».

Були отримані максимальні контактні напруження, виникаючі в зоні контакту ролика і доріжок кілець підшипників (рис. 3).



**Рис. 3. Локалізація максимальних контактних напружень, виникаючих в зоні контакту ролика і доріжок кілець підшипника**

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Очевидно, що в зону навантаження входять лише п'ять роликів.

На рис. 4-5 зображено розподілення еквівалентного навантаження між роликами в робочому секторі підшипника.

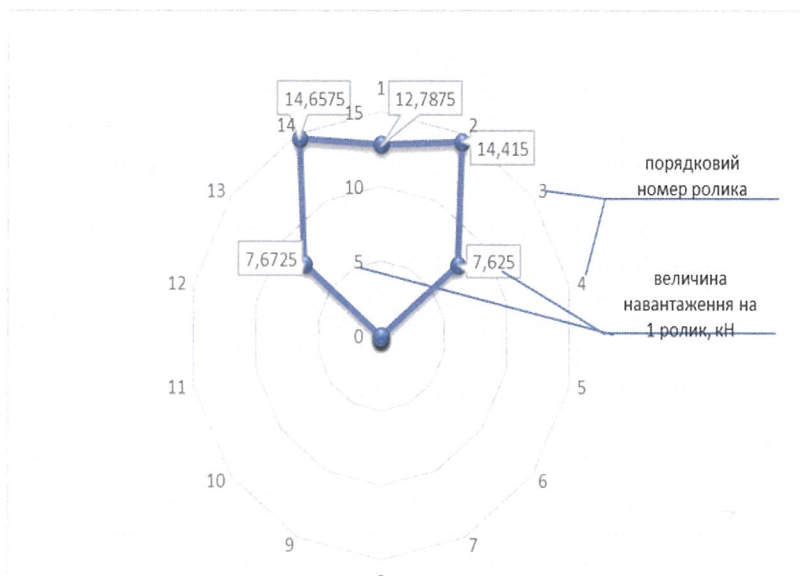


Рис. 4. Розподілення еквівалентного навантаження між роликами (навантаження на вісь 230 кН, передній підшипник)

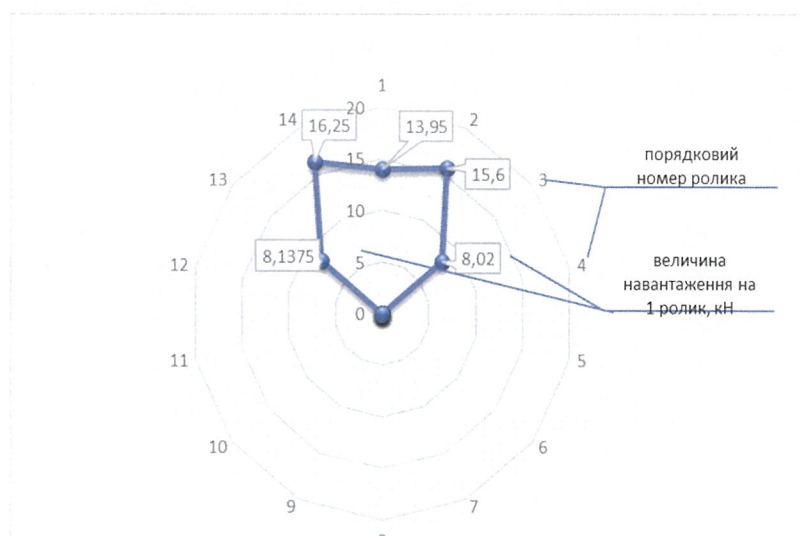


Рис. 5. Розподілення еквівалентного навантаження між роликами (навантаження на вісь 230 кН, задній підшипник)

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Аналізуючи розподілення еквівалентного навантаження між роликами, можна побачити, що максимальні значення навантажень досягаються не на центральному ролику, а відповідно на наступному та попередньому (ролики № 2 та № 14). Це призводить до того, що ролик проходить декілька піків навантажень, що негативно позначається на надійності підшипникового вузла. Ролики заднього підшипника завантажені більш, ніж переднього на 10 %.

Прикладання осьового навантаження змінює характер розподілення еквівалентного навантаження (рис. 6).

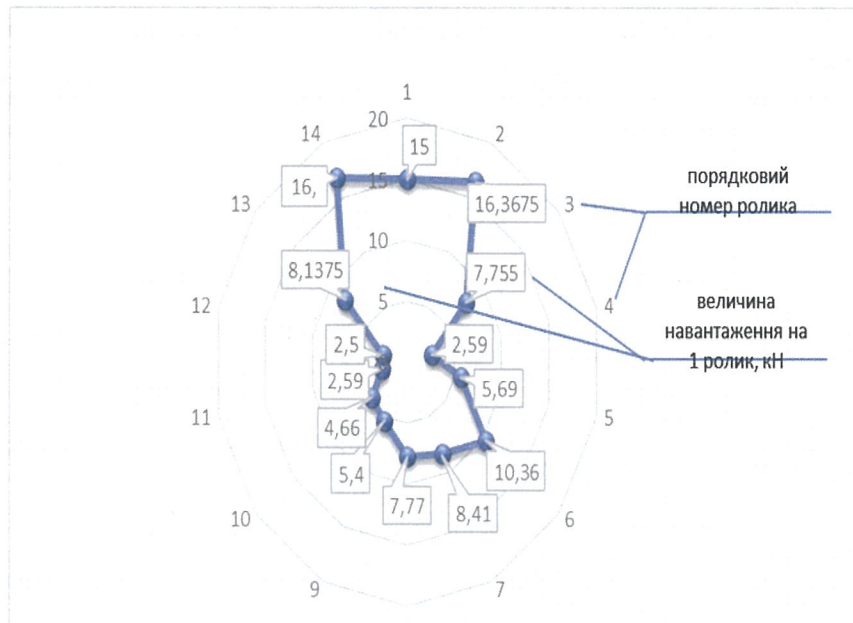


Рис. 6. Розподілення еквівалентного навантаження між роликами (навантаження на вісь 230 кН+ 50 кН осьового)

Максимальні напруження, викликані осьовим навантаженням, зосереджені в зоні контакту торців ролика та бортів зовнішнього та внутрішнього кілець підшипника. Найбільших значень вони досягають на роликах, які проходять нижній сектор підшипника. Оскільки ролики в цьому секторі практично не навантажені радіальним зусиллям та через пружну деформацію корпусу підшипникового вузла мають умовно збільшений радіальний зазор, ймовірно виникнення перекосів роликів, що сприятиме виникненню різного типу пошкоджень підшипника.

Моделювання та розрахунки показали, що з появою та збільшенням осьового навантаження, зростає еквівалентне навантаження, що діє на ролики підшипника.

Використання при розрахунку складної геометричної моделі, яка включає частину осі колісної пари, дозволило побачити різницю радіальних зусиль, що діють на задній та передній підшипник буксового вузла.



## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

**Висновки.** Побудована 3D буксового вузла вантажного вагона, обладнаного циліндричними підшипниками. Модель враховує не лише внутрішню геометрію підшипників, але й конструктивні особливості корпусів букс вантажних вагонів.

За допомогою побудованої моделі була виконана оцінка напружено-деформованого стану циліндричних буксових підшипників при різних умовах навантаження. Встановлено, що максимальні значення навантажень досягаються не на центральному ролику, а відповідно на наступному та попередньому. Ролики заднього підшипника завантажені більш, ніж ролики переднього на 10 %.

Максимальні напруження, викликані осьовим навантаженням, зосереджені в зоні контакту торців ролика та буртів зовнішнього та внутрішнього кілець підшипника. Найбільших значень вони досягають на роликах, які проходять нижній сектор підшипника.

Результати досліджень в подальшому будуть враховані при розробці удосконалених корпусів букс вантажних вагонів.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Sakaguchi T. Dynamic Analysis of Cage Stress in Tapered Roller Bearings. Proc. ASIATRIB. 2006. P. 649-650.
2. Deshmukh, B. D., & Moundecar, N. D. Study of Failure Modes of Rolling Bearings: A Review. Journal of Modern Engineering Research. 2014. № 1. P. 139-145.
3. Martynov I. E., Trufanova A. V., Safronov O. M. Axlebox roller bearings for railway vehicles: design and calculations: monograph. Kremenchuk. 2022. 147 p.
4. Мартинов І. Е. Аналіз технічного стану буксових вузлів вантажних вагонів. Збірник наукових праць УкрДУЗТ, 2023. Вип. 203. С. 63-72.
5. Harris T. Rolling bearing analysis. New York, 2006. 481 p.
6. Gerdun, V. Failures of bearings and axles in railway freight wagons. Engineering Failure Analysis. 14 (2007). P. 884–894.
7. Upadhyay, R.K.. Rolling element bearing failure analysis: A case study. Engineering Failure Analysis January. 2013. DOI: 10.1016/j.csefa.2012.11.003.
8. Nogendra, S., Bhisikar, Mehta, G. D. A Review Paper on Study of Various Failure Analysis of Bearings. International Journal of Engineering and Creative Science, Vol. 4, No. 9, 2021 www.ijecs.net
9. Савчук О. М. Теоретическое исследование нагруженности роликов в подшипниках буксовых узлов подвижного состава. Проблемы механики железнодорожного транспорта: тезисы докладов международной Всесоюзной конференции (май 1980, Днепропетровск). Киев, 1980. С. 127.
10. 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.
11. Морчиладзе И. Г., Соколов А. М. Совершенствование и модернизация буксовых узлов грузовых вагонов. Железные дороги мира. 2006. №10. С. 59-64.
12. Kuře G., Charrier F., Gouel X. New axlebox concept for heavy loads. SKF Evolution magazine. 2005. 4. P. 24-27.
13. Мартинов І. Е., Кладько Н. С. Дослідження впливу конструкції адаптерів на розподілення навантаження у підшипникових вузлах. Збірник наукових праць VIII Міжнародної науково-технічної конференції "Транспорт і логістика: проблеми і рішення". Київ. 23-25 травня 2018 р. Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Одеський національний морський університет. 2018. С. 90-91.

### ***I. E. Martynov***

Ukrainian State University of Railway Transport

Feirbakha Sq., 7, Kharkiv, 61050, Ukraine

tel:+38 (057) 730-10-36, E-mail: martinov.hiit@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0481-3514>

**A. V. Trufanova**

Ukrainian State University of Railway Transport  
tel: +38 (057) 730-10-35, E-mail: trufanova@kart.edu.ua  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1702-1054>

**V. O. Shovkun**

Ukrainian State University of Railway Transport  
Feiirbakha Sq., 7, Kharkiv, 61050, Ukraine  
tel: +38 (057) 730-10-35, E-mail: vadimshovkun62@gmail.com.  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1826-6053>

**O. L. Sharyi**

Ukrainian State University of Railway Transport  
Feiirbakha Sq., 7, Kharkiv, 61050, Ukraine  
tel: +38 (057) 730-10-35, E-mail: Sharyi@ukr.net  
ORCID: <https://orcid.org/0009-0003-4234-9286>

### STUDY OF LOAD DISTRIBUTION IN A CYLINDRICAL ROLLER BEARING OF A FREIGHT CAR AXLE BOXES

*The article is devoted to the analysis of the patterns of load distribution between rollers in cylindrical roller bearings of the axle assembly of a freight car. The failure of the bushing bearings during operation can cause a forced stop of the wagon during movement. The reliability of cylindrical roller bearings depends on many factors. The distribution of the load between the rollers of the axle bearing unit is one of the key factors affecting their wear and service life. A 3D model of the axle bearing assembly of a freight car with cylindrical bearings is proposed. It takes into account not only the internal geometry of the bearings, but also the features of load transfer on them. The finite element method was used for calculations. Tetrahedrons with curved edges and ten nodes were used as finite elements. This made it possible to take into account the complex shape of the structural elements of box joints and increase the accuracy of calculations.*

*The built model allows you to simulate various loading options with an assessment of the stress-strain state of both the bearing itself and other elements of the skid bearing unit.*

*The vertical load acting on the axle was chosen taking into account the maximum possible load on the axle of 230 kN. It was concentrated in the nodes of the finite element mesh on the upper tides of the hull of the box. The calculations took into account the most unfavorable case loading option.*

*The results of the calculations made it possible to obtain the distribution of the maximum contact stresses that occur in the contact zone of the rollers and rolling tracks of the rings. The distribution of the equivalent load between the rollers is obtained. It has been proven that the greatest values of stress do not occur on the central roller, but on the last and penultimate roller, respectively. It is also confirmed that the rear bearing is loaded more than the front one.*

*When increasing the radial load, the nature of the distribution does not change, but*

*only leads to an increase in the equivalent loads on the rollers.*

*The application of axial forces changes the nature of the distribution of the equivalent load. The intensity of the equivalent load acting on the bearing rollers increases. The greatest stresses caused by the axial load are concentrated in the contact zone of the ends of the roller and the sides of the outer and inner rings of the bearing.*

### REFERENCES

1. Sakaguchi, T. Dynamic Analysis of Cage Stress in Tapered Roller Bearings // Proc. ASIATRIB. 2006. P. 649-650.
2. Deshmukh, B. D., & Moundecar, N. D. (2014) Study of Failure Modes of Rolling Bearings: A Review. *Journal of Modern Engineering Research*. № 1. P. 139-145.
3. Martynov, I. E., Trufanova, A. V., & Safronov, O. M. (2022) Axlebox roller bearings for railway vehicles: design and calculations. *Monograph*. Kremenchuk.
4. Martynov, I. E. (2023) Analiz tekhnichnoho stanu buksovykh vuzliv vantazhnykh vahoniv [Analysis of the technical condition of the axle joints of freight cars]. *Zbirnyk naukovykh prats UkrDUZT – Collection of scientific works of UkrDUZT*. 203. 63-72. [in Ukrainian].
5. Harris, T. (2006) Rolling bearing analysis. New York.
6. Gerdun, Viktor. (2007) "Failures of bearings and axles in railway freight wagons", *Engineering Failure Analysis* 14 (2007), 884–894.
7. R.K. Upadhyay, "Rolling element bearing failure analysis: A case study", *Engineering Failure Analysis* January 2013 DOI: 10.1016/j.csefa.2012.11.003.
8. International Journal of Engineering and Creative Science, Vol. 4, No. 9, 2021 www.ijecs.net A Review Paper on Study of Various Failure Analysis of Bearings Mr. Nogensra S. Bhisikar1, Dr. G. D. Mehta
9. Savchuk, O. M. (1980). Teoreticheskoye issledovaniye nagruzhennosti rolikov v podshpnykakh buksovykh uzlov podvizhnogo sostava [Theoretical study of the loading of rollers in the bearings of the axle units of the rolling stock]. *Problemy mekhaniki zheleznodorozhnogo transporta: tezisy dokladov mezhdunarodnoy Vsesoyuznoy konferentsii – Problems of the mechanics of railway transport: abstracts of the reports of the international All-Union conference*. p. 127. [in Russian].
10. Savchuk, O. M. (1983). Vliyaniye uprugosti korpusa bukсы na rabotu podshpnykov [Influence of the elasticity of the axle box housing on the operation of bearings]. *Dinamika mekhanicheskikh sistem: sb. nauch. tr. in-ta tekhn. mekhaniki AN Ukrainy – Dynamics of Mechanical Systems: Sat. scientific tr. in-ta tech. Mechanics of the Academy of Sciences of Ukraine*. Kyiv. pp. 139–148. [in Russian].
11. Morchiladze, I. G. & Sokolov, A. M. (2006) / Sovershenstvovaniye i modernizatsiya buksovykh uzlov gruzovykh vagonov [Improvement and modernization of axle units of freight cars]. *Zheleznyye dorogi mira - Railways of the world*, 10, 59-64. [in Russian].
12. Kuře, G., Charrier F., & Gouel X.. (2005). New axlebox concept for heavy loads. *SKF Evolution magazine*, 4, 24-27.
13. Martynov, I. E. & Kladko N. S. (2018) Doslidzhennia vplyvu konstruktsii adapteriv na rozpodilennia navantazhennia u pidshpnykovykh vuzlakh [Study of the impact of adapter design on load distribution in bearing units]. *Zbirnyk naukovykh prats' VIII Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi "Transport i lohistyka: problemy i rishennya"*. Kyiv. 23-25 travnya 2018 r. - *Skhidnoukrayins'kyi natsional'nyi universytet im. V. Dalya, Odes'kyi natsional'nyi mors'kyi universytet - Proceedings of the VIII International Scientific and Technical Conference "Transport and Logistics: Problems and Solutions"*. Kyiv. May 23-25, 2018 - *Eastern Ukrainian National University named after V. Dalya, Odesa National Maritime University*. 90-91. [in Ukrainian].