

УДК 629.4.027.11

**Н. С. Кладько**  
(аспірант кафедри вагонів, Український державний університет  
залізничного транспорту)

### **ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПІДШИПНИКІВ БУКСИ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА**

*У статті обґрунтована актуальність вжиття заходів для зниження кількості несправностей роликів букс вантажних вагонів. Запропонована вдосконалена конструкція буксового вузла, що забезпечує раціональне сприйняття комбінованого навантаження, що призводить до істотного поліпшення умов роботи підшипників і підвищенню їх ресурсу.*

**Ключові слова:** буксовий вузол, навантаження, ролик, підшипник, довговічність, ресурс.

**Вступ.** Типовий буксовий вузол вантажного вагона використовується разом з візком моделі 18-100 з п'ятдесятих років минулого століття. За багаторічний досвід експлуатації буксовий вузол зазнав незначних модернізацій та основні конструкційні особливості залишилися незмінними.

Візки моделі 18-100 були спроектовані під умови тих років і, зокрема, значно менше, ніж зараз, осьове навантаження. За цей час змінилися норми утримання рейкової колії та ходових частин, режими руху, відбулося зростання вантажообігу, а осьове навантаження без внесення будь-яких серйозних корекцій в конструкцію візка було збільшене до 23,5 т.

Зі збільшенням навантажень режими роботи візків стали відрізнятися від розрахункових і дав про себе знати ряд конструктивних недоліків, які призводять до виникнення значних сил в зоні контакту колеса і рейки, інтенсивному і нерівномірному зносу пар тертя, недостатньому регулюванню коливань вагона під час його руху.

**Аналіз останніх досліджень і постановка проблеми.** Роликові букси вантажних вагонів є одними з найбільш відповідальних вузлів рухомого складу, стан яких впливає на безпеку руху. Згідно з «Стратегією розвитку залізничного транспорту України на період до 2020 року» передбачається збільшення навантаження на вісь до 25 – 27 тс і підвищення швидкості руху поїздів до 120 км / год.

Вимоги до опорних вузлів рухомого складу безперервно зростають, причиною

© **Кладько Н. С., 2018**

цього є збільшення випадків порушення працездатності циліндричних роликів підшипників, що призводить до відчеплення вагонів на шляху прямування і порушенням безпеки руху [1].

Буксовий вузол є одним із найбільш відповідальних елементів ходових частин вагонів, несправність або відмова якого загрожує безпеці руху поїздів. Проблемою сучасних буксових вузлів залишається виникнення їх надмірного нагріву на шляху прямування [2-5].

У дослідженні [6] доведено, що навантаження на буксу розподіляється нерівномірно між заднім та переднім підшипниками буксового вузла. При цьому задній підшипник завантажується на 68% від навантаження, що діє на буксовий вузол.

За час експлуатації типових візків 18-100 з буксовими вузлами, в яких використовуються циліндричні роликів підшипники пропонувався ряд вдосконалень як візків, так і буксових вузлів та їх елементів [7]. Пошук конструкційних рішень не припиняється і зараз [8, 9].

**Мета і завдання дослідження.** Підвищення ресурсу циліндричних підшипників букси вантажного вагона за рахунок вдосконалення конструкції корпусу буксового вузла.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Буксові вузли належать до елементів ходової частини вагона. Буксовий вузол виконує ряд функцій, від яких безпосередньо залежить безпека умов транспортування вантажів та пасажирів, цей вузол виконує передачу навантаження від кузова вагона на шийку осі колісної пари, з'єднує колісні пари з рамою візка, обмежує поперечні та поздовжні переміщення колісних пар та візка відносно кузова, забезпечує розміщення та захист від дії зовнішнього середовища змащення та підшипника [10].

Конструкція буксового вузла вантажного вагона розроблена таким чином, щоб сприймати опорною поверхнею вагу завантаженого вагона. Від здатності сприймати цей вплив і залежить надійність буксового вузла та ступінь зносу взаємодіючих елементів буксового вузла та бічної рами візка. У типовому візку моделі 18-100 з'єднання бічної рами та корпусу буксового вузла виконується жорстким, що дає можливість передавати вертикальні, горизонтальні та поздовжні навантаження, а також в межах зазорів забезпечувати самовстановлення колісних пар з жорстким обмеженням їх переміщень (рис. 1).

Основними елементами корпусу буксового вузла візка моделі 18-100, через які сприймається навантаження від бічної рами є два прямокутних приливи, що розташовуються у верхній частині корпусу в зоні навантаження роликів на відстані 240 мм один від одного, по всій довжині корпусу. Разом з горизонтальними приливами та ребрами жорсткості така конструкція забезпечує сприятливе розподілення навантаження між роликами підшипника, при якому максимальне навантаження сприймається центральним роликом. Варто зазначити, що з поступовим збільшенням завантаженості вантажних вагонів та швидкостей руху, навантаження, яке сприймає центральний ролик, сягає граничних значень та призводить до більш інтенсивного зношення підшипників, нагрівання та виходу з ладу буксових вузлів.

Обстеження технічного стану опорних з'єднань у візках 18-100 показало, що в багатьох випадках цей вузол працює незадовільно. Прямокутна опорна поверхня

бічної рами візка своїми краями лягає на краю припливів букси, в результаті чого виникає нерівномірний знос обох поверхонь.

У 10 – 15% візків, які виходять з ладу, виявляється односторонній знос щелеп. Такий знос можливий, якщо букса з яких-небудь причин постійно притиснута до однієї з щелеп бічної рами.

Робота опорного з'єднання візка 18-100 ускладнюється ще й тим, що рами і буксові вузли знеособлені. Візок може експлуатуватися з опорними поверхнями, що мають різний ступінь зносу, що істотно знижує ресурс цього з'єднання і погіршує динамічні якості візки.

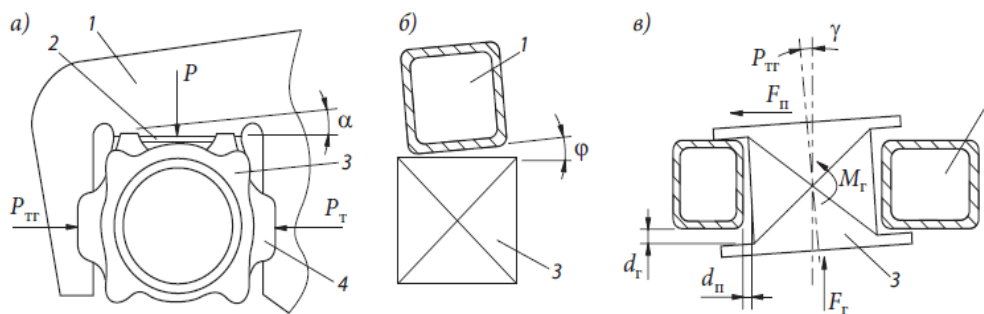


Рис. 1. Схема взаємодії бічної рами з буксовим вузлом

На рис. 1,а видно, як бічна рама 1 через прямокутну опорну поверхню 2 спирається на опорні припливи букси 3, яка забезпечена жорсткими обмежувачами 4. Через таке опорне з'єднання передаються вертикальна радіальна навантаження  $P$  і горизонтальні навантаження  $F_m$  або  $F_{mт}$ . Силовий вплив від гальмової системи  $F_m$  візка (при односторонньому натисканні колодок на колеса в вантажних вагонах) намагається зрушити буксу вліво, притискаючи її до щелеп буксового отвору бічної рами. Інший вплив  $F_{mз}$  реалізується при гальмуванні вагонів з гірки, при вході в криві ділянки колії та стрілочні переводи. Під дією сили  $F_{mз}$  буксовий вузол притискається до бічної рами вправо.

Різні діаметри коліс візка, непаралельність опорних поверхонь бічної рами кут  $\alpha$  часто призводять до того, що буксовий вузол займає одне з крайніх положень, ускладнюються умови самовстановлення колісних пар, нерівномірно зношуються окремі поверхні букс і бічних рам.

На рис. 1,б показано взаємодію частин опорного з'єднання в поперечній вертикальній площині. Через непаралельність опорних поверхонь бічної рами 1 або її маятникових коливань кут  $\phi$  стає можливим крайове спирання на припливи букси 3. При цьому один з підшипників букси перевантажується, і починається інтенсивний нерівномірний знос опорних поверхонь. Нерівномірний знос погіршує самовстановлення колісних пар, що призводить до зростання силових взаємодій.

Взаємодія елементів опорного з'єднання у горизонтальній площині схематично показано на рис. 1,в. Бічна рама 1 встановлюється на буксу 3 з зазорами в поперечному напрямку  $d_z$ , у повздовжньому напрямку  $d_n$ . Наявність зазначених зазорів обумовлює вплив ударних навантажень на елементи буксового вузла. Сумарний зазор між напрямними бічної рами візка і корпусом однієї букси повинен

бути: при деповському ремонті - в поздовжньому напрямку візка ( $d_n$ ): від 6 мм до 15 мм, у поперечному напрямку ( $d_r$ ): від 5 мм до 13 мм; при капітальному ремонті – в поздовжньому напрямку візка ( $d_n$ ): от 6 мм до 13 мм, у поперечному напрямку ( $d_r$ ): від 5 мм до 11 мм.

При повороті букси 3 на куту буде діяти момент тертя  $M_r$ . Надмірне зменшення зазорів  $d_r$  та  $d_n$  може призвести до погіршення самовстановлення колісної пари, заклинювання букси в отворі бічної рами, що призведе до перевантаження підшипників.

При таких особливостях конструкції опорного з'єднання буксового вузла з бічною рамою та в подібних умовах експлуатації реалізується така схема розподілення навантаження між роликками буксового вузла для типової конструкції (рис. 2).

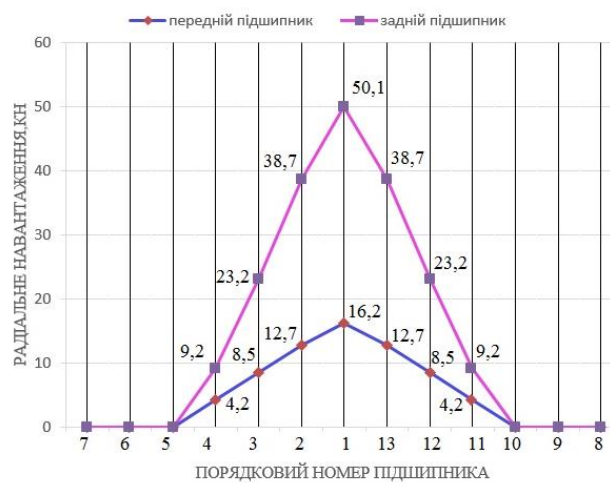


Рис. 2. Графік розподілу навантажень між роликками у типовому буксовому вузлі

Під час руху вантажного вагона у бічній рамі візка помітно маятниковий рух – нахилиючись у бік осі залізничної колії і в зворотному напрямку – щодо опорної поверхні, якою є горизонтальна поверхня верхньої частини корпусу букси. Зазначимо, що дана поверхня є плоскою, тому при нахилах бічної рами щодо вертикальній площині з її опорною поверхнею в місці контакту взаємодіють кромки крайніх опорних поверхонь корпусу буксового вузла. При забіганні бічних рам відбувається спирання крайок упорів букси на вертикальні напрямні поверхні буксового прорізу. Виникають великі напруги в зоні контакту.

Для зміни характеру розподілу навантаження між роликками пропонується виконати такі конструкційні зміни у корпусі буксового вузла:

- збільшити відстань між приливами на корпусі букси або змінити кут нахилу вертикальних припливів;
- виконувати обрис верхньої частини корпусу з деяким радіусом  $R = (0,85-1,2) \cdot 1850$ ;
- виконувати обрис опорної частини букси вертикальних бічних припливів не плоским, а з певним радіусом.

На початкових етапах проектування буксових вузлів пропонувалося виконувати відстань між приливами на корпусі букси 275 мм, що забезпечувало їх задовільну взаємодію з плоским припливом в буксовому отворі бічної рами візка моделі 18-100. При цьому навантаження, що припадає у ролик, була у переднього підшипника менше на 12 – 16% в порівнянні з розрахунковою, а біля заднього на 13 – 15%. Однак даний корпус букси має істотний недолік, який полягає в тому, що центральний ролик кілька розвантажений, а симетричні бічні ролики, зміщені на кути  $\sigma$  і  $2\sigma$ , несуть найбільше навантаження.

Під час руху підшипника ролик спочатку входить в зону навантаження під дією великої сили, після чого навантаження зменшується потім знову досягає максимуму, а потім падає до нуля. Такий процес кочення роликів призводить до їх додаткового прослизання. Якщо установка ролика відбувається під дією невеликого, постійно зростаючого навантаження, то вона проходить з меншим впливом на деталі підшипника. Коли ж ролик входить в зону навантаження під дією великої сили, яка потім падає і знову зростає, то таке пульсуюче навантаження може призвести до більш інтенсивного зносу кілець підшипника і сепаратора.

Лише після того, як звід корпусу забезпечили двома ребрами жорсткості, центральний ролик завантажився більшою мірою, ніж суміжні з ним, розташовані під кутами  $\sigma$  і  $2\sigma$ , але виявився перевантаженим на 20% в порівнянні з розрахунковим значенням.

Таким чином, збільшення відстані між приливами дозволяє завантажити більшу кількість роликів та разом з тим розвантажує центральний ролик, що також має несприятливу дію на роботу буксового вузла. Ці дані вказують на недоцільність зміни відстані між вертикальними приливами. Тому у модернізованому корпусі буксового вузла буде змінено обрис верхньої частини корпусу та опорні частини вертикальних бічних приливів з деяким радіусом  $R = (0,85-1,2) \cdot 1850$  (рис. 3).

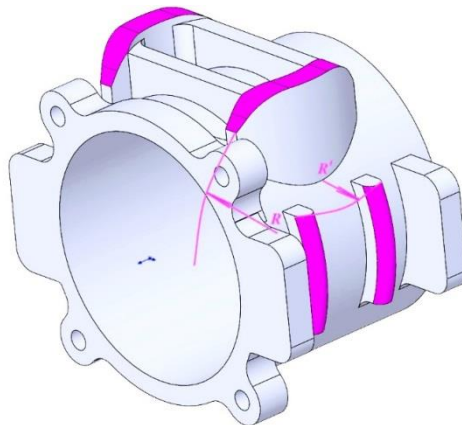


Рис. 3. Буксовий вузол зі зміненою конструкцією взаємодіючих поверхонь

Дослідження розподілення навантажень між роликами проводилось для типового буксового вузла та модернізованого у програмному комплексі ANSYS 10.0. Дана система реалізує визначення навантажень на основі методу скінчених елементів. Результати цього розрахунку представлені на рис. 4.

Судячи з даних, представлених на рис. 3, зміна схеми передачі вертикального та повздовжнього навантажень від бічної рами на підшипники буксового вузла, що полягає в заміні плоскої опорної поверхні вертикальних приливів та горизонтальних бічних приливів на циліндричну з великим радіусом, виключається крайове спирання, і тим самим знижуються значення навантажень та нерівномірність їх розподілу. Таким чином даний варіант модернізації корпусу типового вузла можна вважати доцільним до подальшого розгляду.

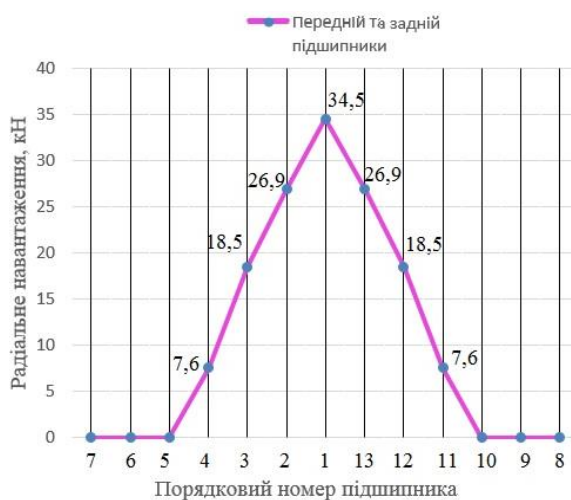


Рис. 4. Графік розподілу навантажень між роликами у модернізованому буксовому вузлі

**Висновки.** Таким чином, можна зробити висновок, що опорне з'єднання бічної рами і буксового вузла працює незадовільно і його елементи піддаються під час експлуатації інтенсивному нерівномірному зносу, що змінює динамічні параметри вузла і може призводити до перевантаження підшипників, подрізу гребнів колісної пари. Цей вузол вимагає модернізації, яка збільшила б ресурс пар тертя, знизила перевантаження підшипників і поліпшила самовстановлення колісних пар.

Результати цього дослідження дозволяють зробити висновок про те, що при такій схемі навантаження реалізацією корпусу букси з ребрами жорсткості на зводі можна змінити характер розподілу навантаження між роликами.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Мартынов, И.Э. Анализ опыта эксплуатации цилиндрических роликоподшипников букс грузовых вагонов [Текст] / И.Э. Мартынов // Вісник Східноукраїнського державного університету. – Луганськ, 2000. – № 5 (27). – С. 157 – 159.
2. Мартинів, І. Е. Розвиток методів розрахунку та випробувань буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з урахуванням особливостей їх експлуатації : дис. д-ра. техн. наук: 05.22.07 / Мартинів Ігор Ернстович; Укр. держ. академія залізничного тр-ту. – Х., 2009. – 431 с. – Бібліогр.: с. 305-345.
3. Deshmukh, B. D. Study of Failure Modes of Rolling Bearings: A Review / B. D. Deshmukh, N. D. Moundecar // Journal of Modern Engineering Research. – 2014. – № 1. – P. 139-145.

4. Lunys, O. Investigation on features and tendencies of axle-box heating / O. Lunys, S. Dailydka, G. Bureika // *Transport Problems*. – 2015. – № 1. – P. 105-114.
5. Lunys, O. Riedmenų ašidėžių kaitimo temperatūrų kitimo tendencijos / O. Lunys, R. Subačius // *Mokslas – Lietuvos Ateitis. Transportas*. – 2012. – № 4. – P. 361-365.
6. *Конструирование и расчет вагонов: учебник* / В. В. Лукин [и др.]; под ред. П. С. Анисимова. – М.: ФГОУ «Учебно-методический центр на железнодорожном транспорте», 2011. – 688 с.
7. Морчиладзе, И. Г. Совершенствование и модернизация буксовых узлов грузовых вагонов / И. Г. Морчиладзе, А. М. Соколов // *Железные дороги мира*. – 2006. – № 10 – С. 59 – 64.
8. Мартынов, И. Э. Буксовые узлы отечественных вагонов: история и перспективы [Текст] / И. Э. Мартынов // *Залізнич. транспорт України*. – 2002. – № 6. – С. 34 – 37.
9. Гаврилюк, А. Ф. Пути повышения безопасности движения в вагонном хозяйстве [Текст] / А. Ф. Гаврилюк, Н. Е. Вещева, И. Э. Мартынов // *Восточно-украинский журнал передовых технологий*. – 2003. – № 5. – С. 30 – 32.
10. Горбенко, А. П. Конструювання та розрахунки вагонів: навч. посіб. / А. П. Горбенко, І. Е. Мартинов; Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Х.: УкрДАЗТ, 2007. – 150 с.

## REFERENCES

1. Martynov, I. E. (2000) Analiz opita eksploatacii cilindricheskikh rolicopodshipnikov bukks vagonov [Analysis of operating experience of cylindrical roller bearings of axle boxes of freight cars]. *Visnik Shidnoukrainskogo universitetu*, 5 (27), 157-159.
2. Martynov, I. E. (2009) Rozvitok metodiv rozrahunku ta viprobuvan buksovih pldshipnikovih vuzlIv vantazhnih vagonIv z urahuvannyam osoblivostey yih ekspluatatsiyi [The development of methods calculation and testing axle bearing units of freight cars with the peculiarities of operation]. *Doctor's thesis*. Sumy: UkrSURT.
3. Deshmukh, B., Moundecar, N. (2014) Study of Failure Modes of Rolling Bearings: A Review. *Journal of Modern Engineering Research*, 1, 139-145.
4. Lunys, O., Dailydka, S., Bureika G. (2015) Investigation on features and tendencies of axle-box heating. *Transport Problems*, 1, 105-114.
5. Lunys, O., Subacius, R. (2012) Tendencies of changes in the temperature of the rolling stock axle box heating furnaces. *Science - Future of Lithuania. Transport*, 4, 361-365.
6. Lukin, V. V. (2011) *Konstruirovanie i raschet vagonov: uchebnyk [Design and calculation cars: book]*. Moscow, Uchebno-metodicheskiy tsentr na zheleznodorozhnom transporte.
7. Morkhiladze, I. G., Sokolov, A. M. (2006) Sovershenstvovanie i modernizatsiia buksovih uzlov gruzovih vagonov [Perfection and modernization of bucket units of freight cars]. *Zheleznie dorogi mira*, 10, 59-64. (In Russian).
8. Martynov, I. E. (2002) Buksovie uzli otechestvennih vagonov [Boxing units of domestic cars: history and prospects]. *Zaliznich. transport Ukraini*, 6, 34-37.
9. Gavrilyuk, A. F., Escheva, N. E., Martynov, I. E. Puti povisheniia bezopasnosti dvizhenia v vagonnom hoziastve [Ways to improve the safety of traffic in the carriage economy]. *Vostochno-Ukrainskiy zhurnal peredovih technologi*, 5, 30-32.
10. Gorbenko, A. P., Martinov, I. E. (2007) *Konstruyuvannya ta rozrahunki vagoniv: navch. poslb. [Design and calculations cars: teach. guidances]*. Kharkiv, Ukrainska derzhavna akademiya zaliznichnogo transport.

**Н. С. Кладько**

*(аспірант кафедри вагонів, Український державний університет залізничного транспорту)*

## ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ БУКСЫ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

*В статье обоснована актуальность принятия мер для снижения количества неисправностей роликовых букс грузовых вагонов. Предложена*

*усовершенствованная конструкция буксы, обеспечивающая рациональное восприятие комбинированной нагрузки, что приводит к существенному улучшению условий работы подшипников и повышению их ресурса.*

**Ключевые слова:** *буксовый узел, нагрузки, распределение, ролик, подшипник, долговечность, ресурс.*

**Nadiia Kladko**

*(Postgraduate of Department Wagons, Ukrainian State University of Railway Transport)*

### **INCREASE OF THE RESOURCE IN AXLE BOX WITH ROLLER BEARING OF FREIGHT CAR**

*There is a marked tendency in the railway transport of Ukraine to increase the number of traffic safety violations associated with freight wagons. The main reason for the reduction of reliability are the peculiarities of the design of wagons and the imperfection of its individual parts, as well as the system of planned and current types of repairs. In this regard it is important to increase the reliability of nodes and parts of wagons in operation.*

*Solving the problem of reducing the reliability of rolling stock is possible through the modernization of existing equipment, as well as the introduction of innovative technical tools that have improved reliability. The main factor in adhering to the basic properties of the reliability of any object is its durability. Indicators of durability directly depend on the life of the main elements of the car.*

*The article proposes an improved design of the boot knot, which is capable of providing a rational perception of the combined load, which leads to a significant improvement in the conditions of the bearings and increase their resource. The distribution of loads between rollers in a typical boot knot and upgraded is investigated.*

*The above studies substantiate the expediency of taking measures to reduce the number of malfunctions of roller buses and freight wagons in general.*

**Keywords:** *axle box, loads, distribution, roller, bearing, durability, resource.*