

УДК 629.4.027.11

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЗДВОЄНОГО КАСЕТНОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО ПІДШИПНИКА БУКСОВОГО ВУЗЛА ВАНТАЖНОГО ВАГОНА**Мартинов І.Е., Труфанова А.В., Ільчишин В.М., Шовкун В.О.****THE ANALYSIS OF STRESS-STRAIN STATE OF A DUAL CYLINDRICAL BEARING UNIT AXLE-BOX OF FREIGHT CARS****Martynov I., Trufanova A., Pchyshyn V., Shovkun V.**

В роботі виконаний аналіз напружено-деформованого стану буксового вузла вантажного вагона. Побудована комп'ютерна модель буксового вузла вантажного вагона. Запропонована модель дозволяє проводити розрахунок напружено-деформованого стану буксового вузла з урахуванням дії радіальної та осьової навантаження в різних поєднаннях. Проаналізовано отримані епюри розподілу напружень вздовж твірної ролика, а також розподіл радіальних і осьових зусиль. Встановлено, що контактні напруження вздовж твірної ролика розподілені нерівномірно і досягають максимальних значень у зоні переходу від твірної до торця ролика, тобто має місце "крайовий ефект".

Ключові слова: буксовий вузол, напружено-деформований стан, контактні напруження.

Вступ. Залізничний транспорт є головною транспортною артерією України. В той же час це один з найбезпечніших способів переміщення вантажів та пасажирів як в середині України, так і за її межами. Це досягається великим комплексом заходів по забезпеченню безпеки руху поїздів, серед яких значну роль відіграє надійний рухомий склад. Однак, як показує практика експлуатації, незважаючи на постійне вдосконалення системи технічного обслуговування і ремонту, значна частина життєвого циклу вагонів витрачається на непродуктивне перебування в ремонтах різних видів.

Аналіз причин надходження вантажних вагонів у позаплановий ремонт свідчить, що однією з основних причин є відмови буксових вузлів, основною складовою яких є підшипники. Вони працюють в складних умовах. Навіть при якісному виготовленні підшипників, їх характеристики можуть виявитися незадовільними і станеться раптова відмова. Крім того, для підшипників, що застосовуються у буксах рухомого складу залізниць, критеріями відмови можуть бути зростання температури вище допустимих значень, розрив сепаратора, викликаний силами йо-

го взаємодії з тілами кочення, втомне вищерблення доріжок кочення, бічних поверхонь роликів, зношування торців роликів і робочих поверхонь бортиків кілець, відколи бортиків під дією осьового навантаження.

Забезпечення довговічності підшипника, що працює в умовах динамічного радіального і осьового навантаження є досить складним завданням. У зв'язку з цим у практиці і теорії вагонобудування як раніше, так і зараз актуальною є проблема удосконалення буксових вузлів вантажних вагонів.

Аналіз попередніх досліджень Аналізуючи попередні роботи в цьому напрямку [3-5], можна зробити висновок, що методи розрахунку надійності та довговічності буксових вузлів не повною мірою враховують імовірнісну природу дії навантажень, прикладених до елементів буксового підшипникового вузла.

При розрахунку на міцність елементів конструкції буксових вузлів найчастіше використовуються спрощені розрахункові схеми, які не повністю враховують ряд діючих чинників. Наприклад, сумісна дія радіального та осьового навантаження значною мірою впливає на довговічність підшипникового вузла, тому потрібен більш детальний аналіз розподілення навантажень між роликками підшипника з урахуванням можливостей сучасної обчислювальної техніки.

Мета роботи. Розробка моделі та аналіз результатів напружено деформованого стану елементів буксового вузла.

Виклад основного матеріалу. З метою дослідження напружено-деформованого стану буксового вузла, розроблено комп'ютерну 3D модель буксового підшипникового вузла вантажного вагона, яка включає корпус, здвоєний касетний підшипник з короткими циліндричними роликками, та частину осі колісної пари. Побудова геометричної моделі, бук-

сового вузла виконувалася у програмному середовищі «ANSYS Mechanical APDL» (рис.1).

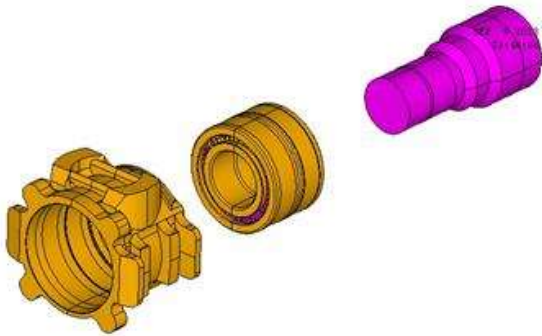


Рис. 1. Геометрична модель буксового вузла

3D модель буксового вузла перетворювалася у скінчено-елементну. Для моделювання об'ємів твердих тіл використовувалися 10-вузлові скінченні елементи тетрадрального типу Solid92.

Елемент визначається десятьма вузлами, що мають три степені свободи 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 кільця підшипника, використовувалися скінченні елементи Conta174. 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 ролик). Ці елементи вдавлюються в «контактну» поверхню, яка має меншу жорсткість (поверхні кочення зовнішнього та внутрішнього кільця).

Аналіз отриманих результатів. Були отримані контактні напруження, що виникають в зоні контакту ролика і доріжок кільця здвоєного касетного підшипника СВУ під дією радіальних та осьових навантажень, а також епюри розподілу радіальних зусиль на ролику в процесі обертання.

Розрахунки показали, що напруження які виникають уздовж утворюючої ролика розподілені нерівномірно (рис. 2), та при навантаженні 235 кН на вісь, досягають максимальних значень 2390 МПа в зоні переходу від утворюючої ролика до його торця (має місце так званий "крайковий" ефект) (рис. 3).

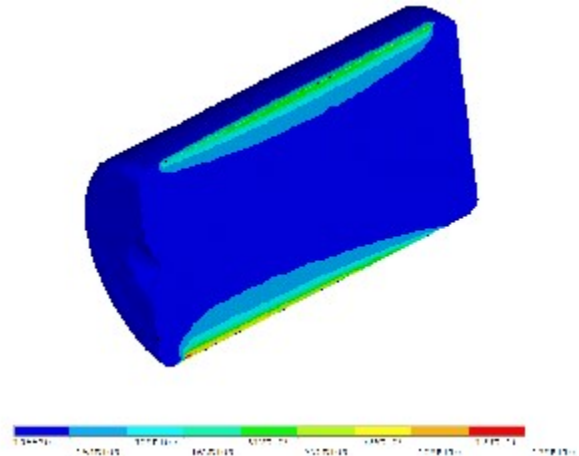


Рис. 2. Напруження які виникають уздовж утворюючої ролика

Він найбільш виражено виділений в задньому підшипнику при контакті ролика з внутрішнім кільцем.

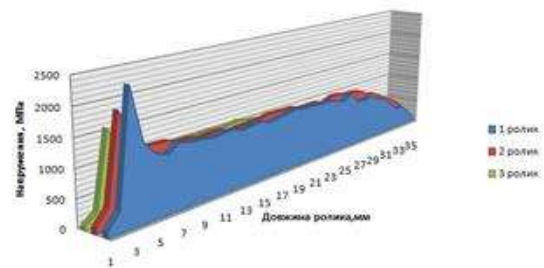


Рис. 3. Графік розподілу максимальних контактних напружень

В ході дослідження також проведений розрахунок максимального еквівалентного навантаження, що діє на ролик заднього та переднього підшипника.

Аналізуючи розподілення максимальних контактних напружень, виникаючих в зоні контакту роликів та доріжок кочення кільця, а також розподілу еквівалентного навантаження між роликками, можна побачити, що максимальні значення навантажень досягаються не на центральному ролику, а відповідно на останньому та передостанньому. Це призводить до того, що ролик проходить декілька піків навантажень, що негативно позначається на надійності підшипникового вузла.

Очевидно, що зі збільшенням радіального навантаження, максимальні контактні напруження на першому ролику зменшуються, та збільшуються на сусідніх (рис. 4). Це обумовлено схемою передачі навантаження на буксу через приливи на корпусі, що вказує на недосконалість корпусу буксового вузла.

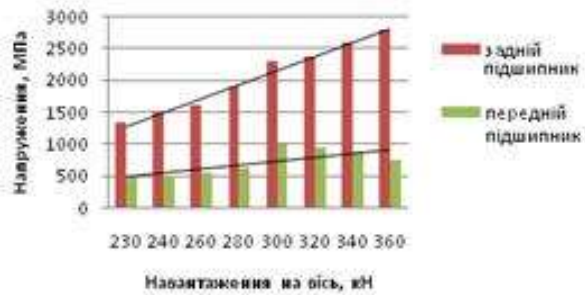


Рис.4. Графік залежності зміни максимальних контактних напружень

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. З графіку розподілу максимальних контактних напружень, можна визначити, те що на задній підшипник букси діють значно більші радіальні навантаження ніж на передній. Що підтверджується в експлуатації найбільш частим виходом з ладу саме заднього підшипника букси.

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

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

Висновки. Математичне моделювання показало, що зусилля, сприймане роликами підшипників, а отже їх довговічність істотно залежать від конструктивних особливостей передачі зусиль на підшипник буксового вузла. Визначено, що контактні напруження уздовж утворюючої ролика, як і розподілення радіальних зусиль між переднім та заднім підшипниками не є рівномірним. До того ж очевидно, що в зоні контакту тіл кочення з зовнішнім кільцем найбільші напруження мають місце в зоні центрального (першого) ролика. В той же час в зоні контакту роликів з внутрішнім кільцем максимальні напруження досягаються в зоні наступного (другого) ролика, а тому викликає декілька піків навантаження, що в свою чергу негативно впливає на довговічність підшипника. Можна зробити висновок, що конструкція буксового вузла має деякі недоліки і потребує певних доопрацювань.

Література

1. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор [Текст]: Справочник. / Л.Я. Перель.- М. 1983.-543 с., ил.
2. Басов К.А. ANSYS [Текст]: справочник пользователя/ К.А. Басов.- М.:ДМК Пресс,2011.- 640 с.,ил.
3. Мартинов І. Е. Дослідження напруженого стану конічних роликотпідшипників [Текст]/ І. Е. Мартинов // УкрДАЗТ. Зб. наук. праць. – Харків, 2007. – Вип. 81. – С. 83-86.
4. Морчиладзе І.Г. Совершенствование и модернизация буксовых узлов грузовых вагонов [Текст] / І.Г. Морчиладзе, А.М. Соколов // Железные дороги мира. 2006.- №10- с.59-64.
5. Слушкин І. В. Разработка рациональных конструкций корпусов букс подвижного состава на роликовых подшипниках [Текст] / І. В. Слушкин // Вопросы перевода подвижного состава на роликотпідшипники. Труды ВНИИЖТ. –М.: Транспорт, 1961. – Вып. 221. – С. 110-136.

References

1. Perel L.Y. Podshpniki kacheniya: raschet, proektirovaniye i obslugivaniye opor [Text]: Spravochnik. / L.Y. Perel.- M. 1983.-543 p., Il.
2. Basov K.A. ANSYS [Text]: Spravochnikpolzovatelya/ K.A. Basso.- M:DMK Press,2011.- 640 p .,Il.
3. Martinov I. E. Doslidjenya naprujenogo stanu konichnih rolikopodshpnikov [Text] / I. E. Martinov // UkrDAZT. Zb. nauk. prac. - Kharkiv, 2007. - Vip. 81. - p. 83-86.
4. Morchiladze I.G. Soverchenstvovanie I modernizaciy buksovih uzlov gruzovih vagonov. [Text] / I.G.Morchiladze, A.M. Sokolov // Geleznie dorogi mira. 2006.- №10 - p.59-64.
5. SlushkinI.V. Razrabotka raczionalnyh konstrukcij korpusov bucs podvighnogo sostava na rolikovih podsipnikah [Text] / I.V. Slushkin // Voprosy perevoda podvighnogo sostava na rolikoviye podsipniki. Trudi VNIIZhT. -M: Transport, 1961. - Vol. 221. - C. 110-136.

Мартынов І.Э., Труфанова А.В., Ильчишин В.М., Шовкун В.О. Анализ напряженно-деформированного состояния сдвоенного кассетного цилиндрического подшипника буксового узла грузового вагона.

В работе выполнен анализ напряженно деформированного состояния буксового узла грузового вагона. Построена компьютерная модель буксового узла грузового вагона, включающая корпус буксы, сдвоенный двухрядный подшипник кассетного типа (СВУ), часть оси колесной пары. Предложенная модель позволяет производить расчет напряженно-деформированного состояния буксового узла с учетом действия радиальной и осевой нагрузки, в различных сочетаниях. Проведен компьютерный анализ напряженно-деформированного состояния элементов буксового узла, с использованием расчетных программных комплексов МКЕ анализа. Проанализированы полученные эпюры распределения контактных напряжений вдоль образующей ролика, а также распределение радиальных усилий между роликами подшипника при действии радиальных и осевых сил.

Установлено, что контактные напряжения вдоль образующей ролика распределены неравномерно и достигают максимальных значений в зоне перехода от образующей к торцу ролика, т.е. имеет место "краевой эф-

фект". Сделан вывод, о необходимости дальнейшей до-
работки конструкции буксового узла.

Ключевые слова: буксовый узел, напряженно-
деформированное состояние, контактные напряжения.

Martynov I, Trufanova A., Pchyshyn V., Shovkun V.
**The analysis of stress-strain state of a dual cylindrical
bearing unit axle-box of freight cars.**

*This report presented an analysis of the stress-strain
state of the axle-box of freight car. Built a computer model of
the axle-box host of freight cars, including body parts, dual-
row cylindrical bearing cassette type (CBU), a part of the axis
of the wheelset. The proposed model allows calculation of
stress-strain state of the axle-box site taking into account the
effect of radial and axial loads in various combinations. Con-
ducted a computer analysis of stress-deformed state of eleme-
nts of the axle-box node using the calculation software systems
MFE analysis. Analyzed received plots of the distribution of
contact stresses the generatrix of the movie, as well as the dis-
tribution of the radial forces between the rollers bearing un-
der the action of radial and axial forces.*

*It is established that the contact stresses the generatrix
of the roller are distributed unevenly and reach maximum val-
ues in the transition zone from forming to the end of the clip,
so the "edge effect". Conclusion on the necessity of further Re-
fine the design of the axle-box site.*

Keywords: axle box units, stress-strain state, contact
stresses.

Мартинов І.Е. – д.т.н., професор, завідувач кафедри ва-
гони, УкрДАЗТ, м. Харків, Україна,
e-mail: martynov.hiit@rambler.ru

Труфанова А. В. – к.т.н., доцент кафедри вагони, Укр-
ДАЗТ, м. Харків, Україна.

Ільчишин В.М. – здобувач кафедри вагони, УкрДАЗТ,
м. Харків, Україна.

Шовкун В.О. – аспірант кафедри вагони, УкрДАЗТ,
м. Харків, Україна, e-mail: vadim_shovkun@mail.ru

Рецензент: д.т.н., проф. Осенін Ю.І.

Стаття подана 10.02.2014