

**ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НАГРЕВА БУКСОВОГО УЗЛА НА
ПРОЧНОСТЬ ПРЕССОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ВНУТРЕННИХ
КОЛЕЦ ПОДШИПНИКОВ С ОСЬЮ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ ВАГОНА**

*1. Белорусский государственный университет транспорта,
Гомель, Беларусь;*

*2. Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого,
Гомель, Беларусь*

Приведены результаты оценки влияния температуры буксового узла на прочность прессового соединения внутренних колец подшипников с шейкой оси колесной пары вагона. Методом конечных элементов выполнен комплекс многовариантных расчетов прочности сопряжений при диапазоне температур нагрева буксового узла от -60 °С до $+100$ °С, натяге в соединении от $0,045$ до $0,110$ мм, а также при различных нагрузках на ось скоростях движения поезда. Получены эпюры распределения напряжений и деформаций узлов сопряжений внутренних колец подшипника с шейкой оси, а также контактного давления в зоне прессовых соединений. Установлено, что снижение натяга в зоне сопряжения внутренних колец буксовых подшипников не принимает критического значения, однако для нижней границы зоны рекомендованных натягов ($0,045$ мм) при дополнительном воздействии других эксплуатационных факторов может привести к провороту внутреннего кольца и в последствии к излому шейки оси колесной пары.

Введение. Согласно данным за первое полугодие 2024 года приведенным в [1] доля отцепок вагонов в текущий отцепочный ремонт вагонов грузового парка Российской Федерации по буксовому узлу составили 1,8 % (12 200 отцепок).

Прочность прессовых соединений с гарантированным натягом определяется рядом факторов, воздействующих комплексно, что хорошо видно на диаграмме Исикавы (рис. 1), полученной по результатам анализа публикаций по данному вопросу [2; 3].

Физическим выражением прочности прессового соединения, а также его несущей способности является величина контактного давления, возникающего в стыке после сборки. Для ее определения наиболее часто используют расчетную модель, в основу которой положены формулы Ляме [4]. Согласно которой прочность по условию несдвигаемости определяется как суммарная сила трения F , возникающая на поверхностях контакта сопрягаемых с натягом элементов, после сборки.

$$F = \pi d L f q_{\text{ср}}, \quad (1)$$

где d , L – размеры поверхности сопряжения элементов, мм; f – коэффициент трения; $q_{\text{ср}}$ – средняя величина контактного давления в сопряжении элементов, собранных с натягом, МПа.



Рис. 1. Диаграмма Исикавы влияния фактов различной природы на прочность прессового соединения

В работе [5] указывается, что контактные напряжения часто имеют высокую величину и возникают на небольших участках. Это означает, что их трудно измерить.

Таким образом, *целью работы* является повышение безопасности движения поездов, за счет учета влияния эксплуатационных факторов (температуры буксового узла, в частности) на прочность прессовых соединений внутренних колец буксовых подшипников с шейками осей колесных пар вагонов.

Разработка модели и проведение исследований. Для проведения исследований была создана модель поперечно-прессового соединения внутренних колец буксовых подшипников (переднего и заднего) с шейкой оси колесной пары [6], которая состоит из конечных элементов видов Tet10 и Hex20 (44 252 конечных элементов и 86 300 узлов). Выбор указанных конечных элементов обусловлен их характеристиками, позволяющими проводить расчеты с учетом пластичности и поддержки больших отклонений при деформации [7].

Геометрические параметры модели соответствуют для внутренних колец – конструкторской документации на внутренние кольца буксовых подшипников типов 232726 и 42726, для шейки оси типа РУ1Ш по требованиям руководящего документа [8]. В качестве материалов для шейки оси указывались характеристики стали ОсВ, для внутренних колец буксовых подшипников – ШХ15. Параметры соединения (монтажные параметры) выполнены

в соответствии с максимально разрешенными в [9] – конусообразность и овальность шейки оси колесной пары – 0,02 мм, плотность прилегания торцов внутренних колец буксовых подшипников – 0,033 мм (допускается при монтаже не более 0,04 мм на 1/3 диаметра).

Адекватность разработанной модели соединения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колесной пары с учетом установленных нормативной документацией предельных значений величин конусности, овальности, натяга была верифицирована результатами натурных экспериментов [10], а также результатами исследований [11].

Исследование разработанной модели проводилось поступательным добавлением нагрузок характерным для эксплуатации колесных пар подвижного состава (грузовых и пассажирских вагонов): – натяг (от 0,045 до 0,110 мм); – нагрузка (от 1,5 т до 16,5 т на шейку оси); – скорость движения (от 0 до 200 км/ч).

Результаты проведенных расчетов и их последующего анализа позволили установить степень влияния следующих эксплуатационных факторов:

- взаимного влияния на величину натяга двух смежно напрессованных внутренних колец буксовых подшипников на шейку оси колесной пары [6];
- влияние загрузки вагона [12];
- влияние скорости движения колесной пары [13].

Согласно данным приведенным в [1; 14] одним из основных видов отказа ходовых частей в эксплуатации является перегрев буксовых узлов, поэтому поэтому следующим этапом в исследовании эксплуатационных факторов, влияющих на прочность прессового соединения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колесной пары, является изучение влияния температуры.

Согласно [15, пункт 6.1.1.2] буксовые роликовые цилиндрические подшипники в составе железнодорожного подвижного состава должны быть работоспособными при температуре окружающей среды от минус 60 °С до плюс 55 °С. Также подпунктом 6.1.3.2 установлено требование надежности, где указано что максимальное превышение температуры нагрева подшипника относительно температуры окружающей среды – не более 80 °С. Однако в практике имеют место случаи возрастания температуры буксовых узлов до 80–140 °С [14, рис. 5, рис 6.].

Принимая во внимание вышеприведенную информацию, диапазон температур при которых будет произведен расчет составляет от –60 °С до +100 °С шагом в 20 градусов.

Результаты расчета прессового соединения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колесной пары при натяге 0,110 мм, нагрузке на шейку оси 16,5 т, скорости движения 50 км/ч и температурой элементов буксового узла 20 °С представлены на рис. 2 (напряженно-деформированное состояние переднего и заднего кольца подшипника, а также контактное давление в зоне их сопряжения с шейкой оси колесной пары).

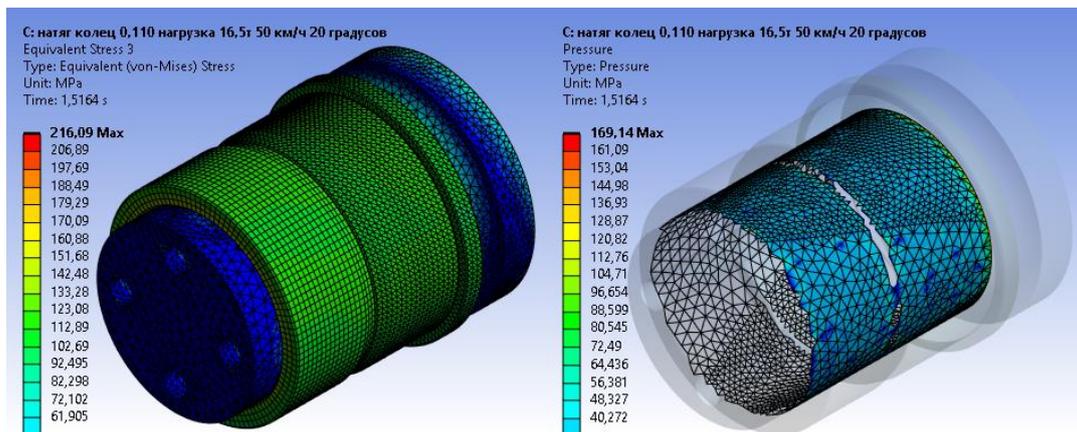


Рис. 2. Напряженно деформированное состояние и контактное давление в зоне сопряжения внутренних колец с шейкой оси колесной пары при натяге 0,110 мм, нагрузке 16,5 т на шейку оси, скорости движения 50 км/ч и температуре элементов 20 °С

Анализ результатов исследования. Были выполнены 324 расчета при различных комбинациях нагрузок из заданных диапазонов. При анализе результатов расчетов в модели в 8 сечениях по длине переднего и заднего кольца на наружных поверхностях в узлах фиксировались эквивалентные напряжения, и вычислялось среднее значение напряжений по каждому сечению, по зависимости (2) [6], дополнительно к этому в тех же сечениях по длине фиксировалась величина контактного давления в зоне сопряжения переднего и заднего колец буксовых подшипников с шейкой оси колесной пары и по схожей зависимости (3) для каждого сечения вычислялось среднее значение контактного давления:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{\sum_{i=1}^n \sigma_{\text{ЭКВ}i}}{n}, \quad (2)$$

$$p_k = \frac{\sum_{i=1}^n p_{ki}}{n}, \quad (3)$$

где n – количество точек в каждом сечении.

Распределение эквивалентных напряжений по поверхностям переднего и заднего внутренних колец и контактного давления в зоне их сопряжения с шейкой оси колесной пары для условий расчета приведенных на рис. 2, представлены на рис. 3.



Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений на наружных поверхностях переднего и заднего колец буксовых подшипников и контактного давления в зоне их сопряжения с шейкой оси колесной пары:

- 1 – распределение напряжений на наружной поверхности переднего подшипника $y = 0,000007x^4 - 0,000809x^3 + 0,034175x^2 - 0,605392x + 110,218153$, ($R^2 = 0,98919$);
- 2 – распределение напряжений на наружной поверхности заднего подшипника $y = 0,000001x^4 - 0,000296x^3 + 0,026440x^2 - 0,762812x + 115,176511$, ($R^2 = 0,95835$);
- 3 – распределение контактного давления в зоне сопряжения переднего подшипника с шейкой оси колесной пары $y = 0,00003x^4 - 0,00361x^3 + 0,17332x^2 - 3,20395x + 42,21750$, ($R^2 = 0,97243$); 4 – распределение контактного давления в зоне сопряжения заднего подшипника с шейкой оси колесной пары $y = 0,00003x^4 - 0,00461x^3 + 0,20534x^2 - 3,44055x + 43,98601$, ($R^2 = 0,99082$)

Выводы. На рис. 4 приведены зависимости изменения контактного давления в зоне сопряжения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колесной пары от температуры, для получения которых в качестве базиса использовались результаты расчета контактного давления без температурного фактора [13].

Из рис. 4 видно, что увеличение температуры буксового узла вызывает снижение контактного давления в зоне сопряжения переднего и заднего внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колесной пары, а как следствие и уменьшение величины натяга рассматриваемых прессовых соединений.

Установленное снижение натяга в зоне сопряжения переднего и заднего внутренних колец буксовых подшипников не принимает критического значения, однако для нижней границы зоны рекомендованных натягов (0,045 мм) [9], при дополнительном воздействии других эксплуатационных факторов может привести к провороту внутреннего кольца (установленного с указанным выше натягом) и в самом худшем случае к излому шейки оси и к последующему сходу подвижного состава, что уже отмечалось в практике при эксплуатации подвижного состава (рис. 5) [16].

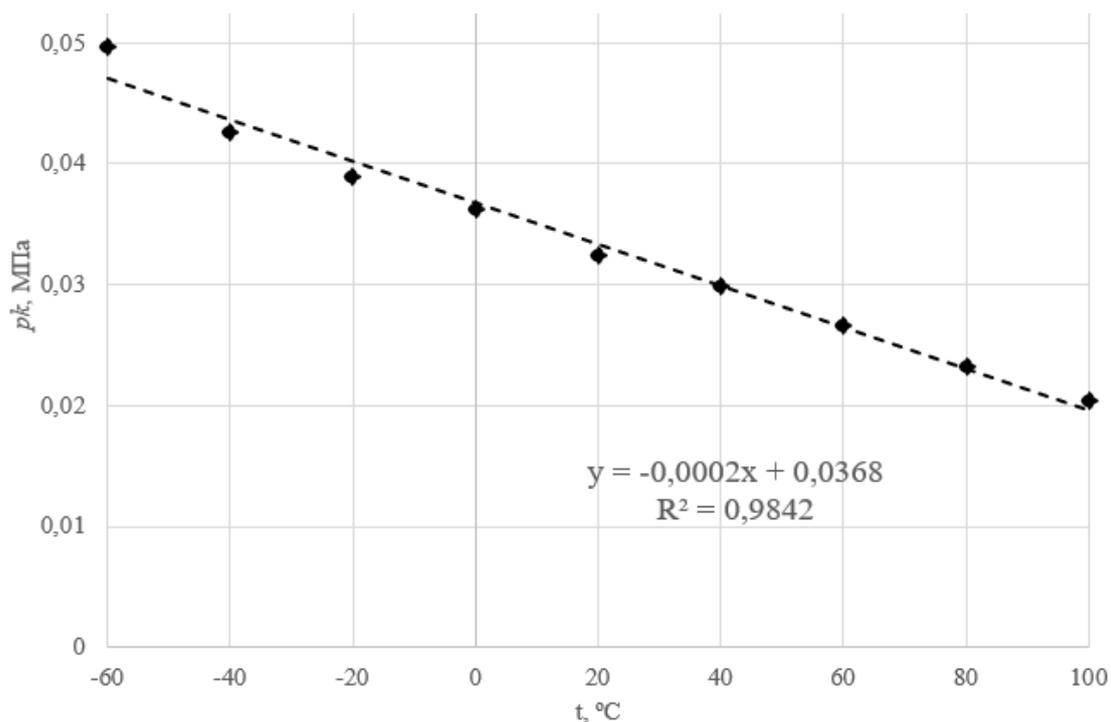


Рис. 4. Влияние температуры на контактное давление в зоне сопряжения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колесной пары

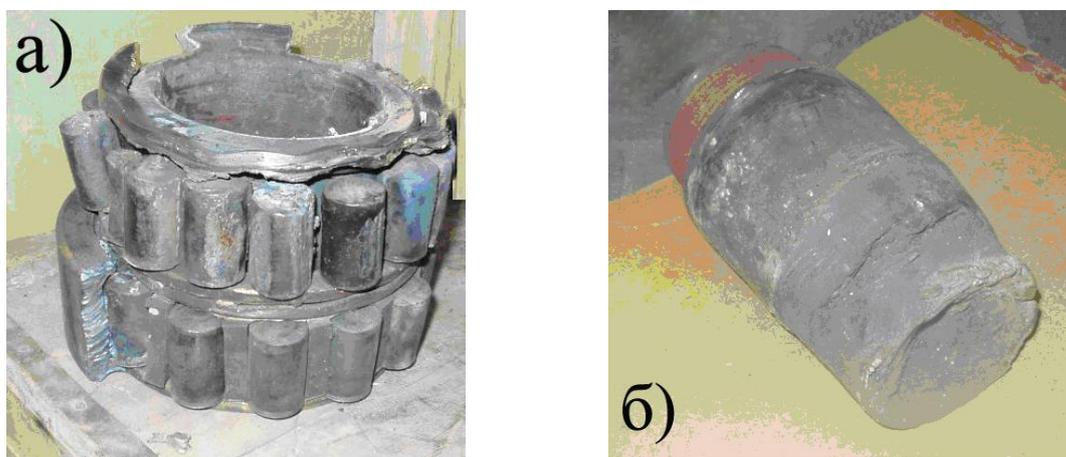


Рис. 5. Разрушение буксового узла (а) и излом шейки оси колесной пары при повороте внутреннего кольца подшипника (б) [16, с. 5, рис. 1]

Учет влияния эксплуатационного фактора «нагрев буксового узла» на прочность прессовых соединений внутренних колец буксовых подшипников позволит получить более достоверную картину по прочности и в дальнейшем разработать рекомендации по внесению корректировок в руководящие документы по изготовлению, ремонту и техническому обслуживанию колесных пар.

ЛИТЕРАТУРА

1. Агафонов, М. С. Отцепки грузовых вагонов в непланный ремонт в первом полугодии 2024 г. / М. С. Агафонов // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2024. – № 2 (79). – С. 11–13.
2. Karmankar, R. G. Stress analysis of interference fit by FEM / R. G. Karmankar // International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). – 2015. – Vol. 02, is. 09. – P. 2641–2648.
3. Madej, J. Analysis of Interference-Fit Joints / J. Madej, M. Sliwka // Appl. Sci. 2021, 11, 11428. – doi: 10.3390/app112311428.
4. Гречищев, Е. С. Соединения с натягом / Е. С. Гречищев, А. А. Ильяшенко. – М. : Машиностроение, 1981. – 240 с.
5. Ultrasonic measurement of railway wheel hub/axle press-fit contact pressure / M. B. Marshall [et al.] // Institution of mechanical engineers. – 2011. – Vol. 225, is. 3. – P. 287–289. – DOI : 10.1177/2041301710392482.
6. Чернин, Р. И. Оценка взаимного влияния величин натягов двух смежно напрессованных внутренних колец буксовых подшипников на прочность сопряжения / Р. И. Чернин, А. В. Путято, Р. В. Рахимов // ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ: проблемы, решения, перспективы: материалы Третьей Международной научно-технической конференции (Ташкент, 17–20 апреля 2024 г.). – Т.: ТГТУ, 2024. – С. 456–466.
7. Басов, К. А. ANSYS. Справочник пользователя. – М. : ДМК Пресс. – 2005. – 269 с.
8. ГОСТ 33200-2014. Оси колесных пар железнодорожного подвижного состава. Общие технические условия. – Введ. 2016-10-01. М. : Изд-во стандартов, 2014. – 50 с.
9. Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524) мм : РД ВНИИЖТ 27.05.01-2017 с изм. , утв. на 69-м, 71-м, 73-м, 74-м и 75-м заседаниях Совета по железнодорожному транспорту государств-участников Содружества. – 255 с.
10. Чернин, Р. И. Повышение эффективности формирования и расформирования узлов колесных пар вагонов, собранных с натягом : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 : защищена 26.04.2013 : утв. 26.06.2013 / Чернин Ростислав Игоревич. – Гомель, 2013. – 157 с.
11. Путято, А. В. Прочность соединений с натягом элементов колесной пары вагона с учетом отклонений от профиля сечения сопрягаемых поверхностей / А. В. Путято // Актуальные вопросы машиноведения, Том № 11, 2021. – С. 140–143.
12. Чернин, Р. И. Оценка влияния загрузки вагона на величину напряженно-деформированного состояния внутренних колец буксовых подшипников, напрессованных на шейку оси колесной пары / Р. И. Чернин, О. М. Моисейчикова // Проблемы безопасности на транспорте : материалы XIII Междунар. науч.-практ. конф., посвящ. Году качества (Гомель, 21–22 ноября 2024 г.) : в 2 ч. Ч. 1 / М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Бел. ж. д., Белорус. гос. ун-т трансп. ; под общ. Ред. Ю.И. Кулаженко. – Гомель : БелГУТ, 2024. – С. 173–175.
13. Чернин, Р. И. Оценка влияния извилистого движения колесной пары на напряженно-деформированное состояние внутренних колец буксовых подшипников, напрессованных на шейку оси / Р. И. Чернин // Образование – Наука – Производство: материалы VIII Всероссийской (с международным участием) научно-практической конференции, 22 ноября 2024 г. – Чита: ЗаБИЖТ ИрГУПС, 2024. – С. 144–149.
14. Мартыненко, Л. В. Безопасность и эксплуатация железнодорожного транспорта при выполнении комплексных работ по неразрушающему контролю подшипников буксовых узлов / Л. В. Мартыненко. – Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2021. – № 3 (71). – С. 193–200. – DOI: 10.26731/1813-9108.2021.3(71).193-200.

15. ГОСТ 18572-2014. Подшипники качения. Подшипники буксовые роликовые цилиндрические железнодорожного подвижного состава. Технические условия. – Введ. 2017-04-01. М. : Изд-во стандартов, 2014. – 38 с.

16. Чернин, И. Л. О контроле прочности соединений с гарантированным натягом колец подшипников с шейками осей колесных пар / И. Л. Чернин, Р. И. Чернин, Н. Г. Сенько, В. А. Руденок // Вестн. Белорус. гос. ун-та. трансп. Наука и транспорт. – 2010. – № 1 (20). – С. 5–9.

Поступила 06.03.2025