

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ

УДК 629.44; 629.4.027.5

*Р. И. ЧЕРНИН, кандидат технических наук, Д. В. ШКОРОЕДОВ, Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель***ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ПРОЧНОСТЬ ТЕПЛОВОЙ НАПРЕССОВКИ ЛАБИРИНТНОГО КОЛЬЦА БУКСОВОГО УЗЛА НА ПРЕДПОДСТУПИЧНУЮ ЧАСТЬ ОСИ КОЛЁСНОЙ ПАРЫ**

Приведены результаты теоретических исследований по оценке влияния на прочность прессового соединения лабиринтного кольца буксового узла эксплуатационных факторов: макрогеометрии сопрягаемых поверхностей (при сборке соединений), уровня загрузки вагона, скорости движения подвижного состава и температуры буксового узла.

Прочность прессовых соединений колёсных пар вагонов в свете обеспечения безопасности движения поездов была и остаётся актуальным вопросом.

К прессовым соединениям колёсных пар в общем случае (характерном для вагонов всех видов и типов) относятся тепловая посадка внутренних колец буксовых подшипников на шейку оси колёсной пары, тепловая напрессовка лабиринтного кольца на предподступичную часть оси колёсной пары и механическая запрессовка цельнокатаного колеса на подступичную часть оси. Кроме этого, возможны прессовые соединения ступицы тормозного диска и зубчатые колёса приводов с средней частью оси.

Из трёх видов прессовых соединений, характерных для всех вагонов, наименее изученным является соединение лабиринтного кольца буксового узла с предподступичной частью оси получаемого тепловым способом формирования.

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

По причинам неисправностей (эксплуатационные, технологические, повреждение) для буксовых узлов из 100 % технологических неисправностей буксовый узел занимает 5 %, в повреждениях – 1,8 %.

Подведя итог вышесказанному, можно сделать вывод о том, что исследование прочности соединения лабиринтного кольца с предподступичной частью оси колёсной пары с учётом воздействия на него эксплуатационных факторов является важной научно-технической задачей, решение которой позволит повысить безопасность движения поездов и снизить эксплуатационные расходы вызванные необходимостью проведения текущих ремонтов.

Для оценки влияния эксплуатационных факторов на прочность тепловой напрессовки лабиринтного кольца на предподступичную часть оси колёсной пары создана конечно-элементная модель [2].

Для предподступичной части оси согласно требованиям [3] смоделирована овальность цилиндрической поверхности – 0,05 мм, для лабиринтного кольца по диаметру 165 мм (посадочному диаметру) смоделированы овальность 0,1 мм и конусообразность – 0,05 мм [4].

В качестве материалов оси указывались характеристики стали ОсВ, для лабиринтного кольца – Ст3 сп.

Модель основана на упругой постановке задачи и состоит из шейки оси колёсной пары с предподступичной частью, передним внутренним буксовым кольцом и задним.

Конечно-элементная модель, представленная на рисунке 1, состоит из конечных элементов Tet10 и насчитывает 63098 конечных элементов и 111214 узлов.

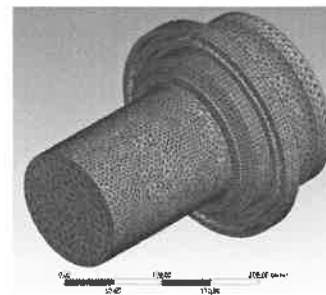


Рисунок 1 – Разбиение конечно-элементной модели соединения лабиринтного кольца с предподступичной частью оси колёсной пары

Напряжения фиксировались в четырёх сечениях на наружной поверхности лабиринтного кольца.

Диапазон изменения натягов согласно [3] от 0,020 мм до 0,186 мм.

Макрогеометрии сопрягаемых поверхностей. Для каждого значения натягов проводились расчёты для трёх углов взаимного расположения овальности и конусности сопрягаемых поверхностей (0°, 45°, 90°). Действующим руководящим документом [3] не регламентируется взаимное расположение конусности и овальности сопрягаемых поверхностей друг относительно друга, поэтому в практике возможна вариативность и, следовательно, для получения зависимости фактического натяга от замеряемого перед сборкой по применяемой методике целесообразно использовать усреднённую зависимость по полученным данным.

Анализ результатов проведённых расчётов позволил получить зависимости между действительными натягами и замеряемыми перед сборкой по разности диаметров для лабиринтного кольца с учётом микрогеометрии сопрягаемых поверхностей (рисунок 2).

Влияние уровня загрузки вагона. В нормальных условиях эксплуатации к лабиринтному кольцу не прилагается нагрузка, так как его задача совместно с лабиринтным уплотнением в корпусе буксы изолировать внутренний объём буксы от окружающей среды. В противном случае при восприятии нагрузки непосредственно лабиринтным кольцом возрастает вероятность нарушения работы лабиринтного уплотнения.

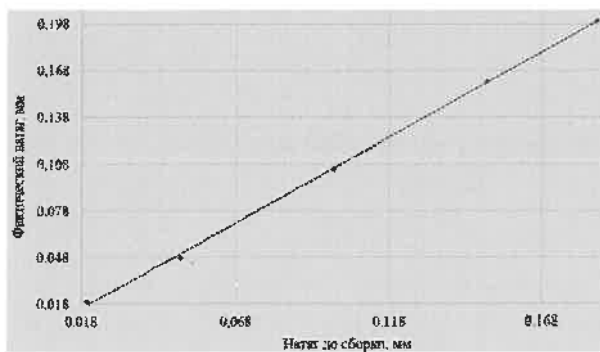


Рисунок 2 – Зависимость между действительным натягом и замеряемым перед сборкой по разности диаметров с учётом макрогеометрии сопрягаемых элементов ($y = 1,0969x - 0,0042$)

Для проверки данного предположения к разработанной модели прессового соединения к шейке оси при натягах по нижней и верхней границах рекомендованного диапазона (0,02 и 0,186 мм) прикладывается нагрузка в интервале от 1,5 до 16 тонн с шагом в 1,5 тонны.

Как показали результаты исследования модели, изменения напряжённо-деформированного состояния лабиринтного кольца от загрузки вагона по модулю не превышают 0,00652 МПа, что вызывает изменение натяга около 0,0001 мм.

Данные результаты позволяют подтвердить предположение о том, что при нормальных условиях работы буксового узла увеличение загрузки вагона не влияет на изменение прочности посадки лабиринтного кольца на неподступичную часть оси колёсной пары.

Влияние скорости движения. Дальнейшее исследование разработанной модели проводилось с изменением скорости движения колёсной пары от 0 до 200 км/ч, с шагом в 25 км/ч при значении натягов 0,02 и 0,186 мм, при нагрузке 1,5 и 16,5 т с принятым допущением о том, что перемещение колёсной пары строго прямое без торцевого воздействия на ось вследствие извилистого движения её по колее.

Анализ результатов исследования модели при изменении скорости с учётом принятых допущений показал зависимость влияния фактора «скорость движения» на изменение напряжений на наружной поверхности лабиринтного кольца и контактного давления в зоне сопряжения лабиринтного кольца в диапазоне натягов от 0,020 до 0,186 мм и нагрузке от 1,5 т до 16,5 т. Результаты проведенных расчётов представлены на рисунке 3.

Как видно из рисунка 3, увеличение скорости движения подвижного состава при принятых допущениях вызывает увеличение напряжённо-деформированного состояния лабиринтного кольца и уменьшение контактного давления в зоне сопряжения, а следовательно,

но, и прочность прессового соединения, в дальнейшем оценивать прочность прессового соединения в динамике целесообразно выполнять по значению контактного давления в зоне сопряжения.

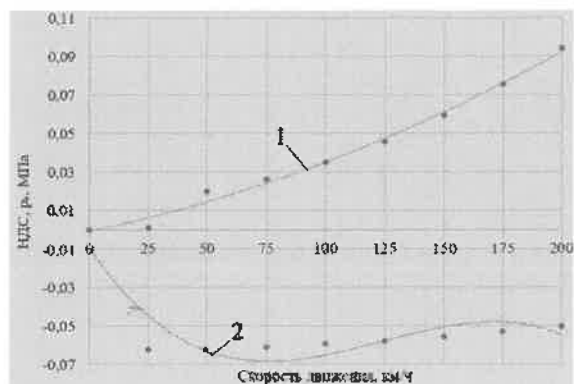


Рисунок 3 – Влияние скорости движения на НДС лабиринтного кольца: 1 – изменение НДС ($y = 0,0000011x^2 + 0,0002546x - 0,0007400$, $R^2 = 0,991$); 2 – изменение контактного давления ($y = -0,00000005x^2 + 0,00001749x - 0,00183945x - 0,00888345$, $R^2 = 0,819$)

Влияние извилистого движения колёсной пары. В предыдущем исследовании влияния скорости движения подвижного состава на прочность прессового соединения лабиринтного кольца с неподступичной частью оси колёсной пары использовалось допущение о строго прямом движении по рельсовой колее.

В действительности же из-за наличия на поверхности катания конструктивных конусностей для самоустановки колёсной пары в колее на прямом участке пути кроме вертикальной нагрузки дополнительно на торец шейки оси по переменно будет воздействовать рамная сила, которая определяется согласно [5].

По методике, приведенной в работе [6] определялись параметры извилистого движения типовой колёсной пары: частота извилистого движения колёсной пары (λ), период извилистого движения (T) и длина волны извилистого движения (L).

Исходя из вышеописанного можно сделать вывод, что рамная сила будет действовать на торец шейки оси в одном направлении с периодом T и каждую половину периода в обратном.

Как и в предыдущем исследовании, прочность прессового соединения лабиринтного кольца с неподступичной частью оси с учётом извилистого движения колёсной пары целесообразно определять через контактное давление в зоне сопряжения, так как величина натяга, определённого через контактное давление на поверхности лабиринтного кольца и через контактное давление в зоне сопряжения, имеет значительные расхождения.

На рисунке 4 приведено влияние фактора «извилистое движение колёсной пары», для лабиринтного кольца в диапазоне натягов от 0,020 до 0,186 мм и нагрузке от 1,5 до 16,5 т, при изменении скорости от 0 до 200 км/ч.

Как видно из рисунка 4, увеличение скорости движения подвижного состава с учётом извилистого движения колёсной пары вызывает повышение контактного

ного давления в зоне сопряжения лабиринтного кольца с предподступичной частью оси.

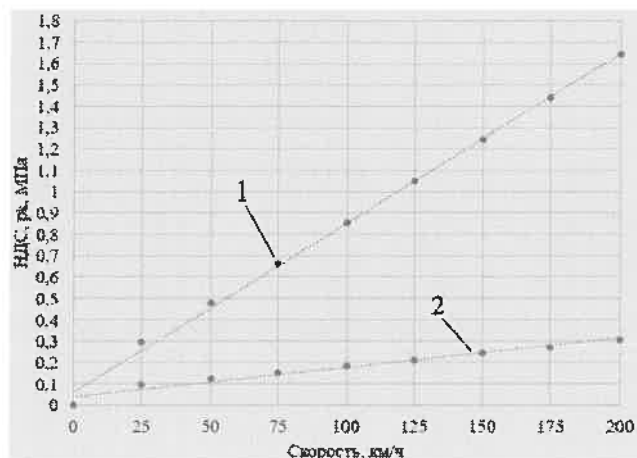


Рисунок 4 – Влияние скорости движения с учётом извилистого движения колёсной пары на НДС лабиринтного кольца и прочность прессового соединения: 1 – НДС поверхности кольца ($y = 0,008x + 0,0564$, $R^2 = 0,9977$); 2 – контактное давление в зоне сопряжения кольца с осью ($y = 0,0014x + 0,0379$, $R^2 = 0,968$)

Оценка влияния температуры на прочность прессового соединения лабиринтного кольца.

В эксплуатации колёсных пар одним из основных видов отказа является перегрев буксовых узлов [1, 7], поэтому следующим этапом в исследовании эксплуатационных факторов, влияющих на прочность прессового соединения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колёсной пары, является изучение влияния температуры.

Согласно [8, подп. 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.

В этом же документе есть требование надёжности подп. 6.1.3.2 где указано что максимальное превышение температуры нагрева подшипника относительно температуры окружающей среды – не более 80 °С.

Однако в практике [7, рисунки 5, 6] указывается что температура буксовых узлов возрастает до 80–140 °С.

Принимая во внимание вышеприведённую информацию, диапазон температур при которых будет произведен расчёт составляет от –60 °С до +100 °С шагом в 20 градусов (с учетом скорости, натяга и нагрузки всего более 144 расчётов).

На рисунке 5 приведена зависимость изменения контактного давления в зоне сопряжения лабиринтного кольца с предподступичной частью оси колёсной пары от температуры, для получения которых в качестве базиса использовались результаты расчета контактного давления без температурного фактора.

Из рисунка 5 видно, что увеличение температуры буксового узла вызывает снижение контактного давления в зоне сопряжения лабиринтного кольца с предподступичной частью оси колёсной пары, а как следствие, и уменьшение величины натяга рассматриваемого прессового соединения.

Результаты исследований позволили получить теоретическую зависимость величины натяга для лабиринтного кольца с учётом воздействия эксплуатационных факторов, используя зависимости для определения натяга вытекающие из решения Ляме – Гадолина:

$$\delta_{\text{экти}} = 1,0969\delta_{\text{по разн. диаметр}} + (-0,00005v^3 + 0,0162v^2 - 1,7v - 8,34t) \cdot 10^{-5} - 0,0026.$$

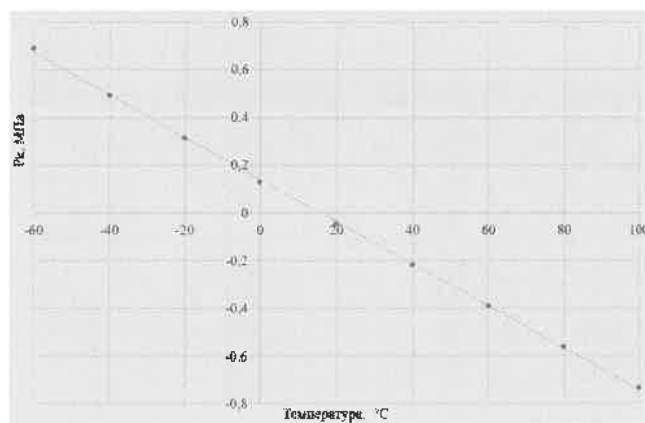


Рисунок 5 – Влияние температуры на контактное давление в зоне сопряжения лабиринтного кольца с предподступичной частью оси ($y = -0,0088x + 0,1403$)

Следующим этапом в проведении исследований является подготовка проведения экспериментальных напрессовок лабиринтных колец на предподступичные части осей колёсных пар для верификации полученной зависимости и выработка рекомендаций по совершенствованию технологии ремонта и получения данного типа прессового соединения.

Список литературы

- Агафонов, М. С. Отцепки грузовых вагонов в неплановый ремонт в первом полугодии 2024 г. / М. С. Агафонов // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2024. – № 2 (79). – С. 11–13.
- ГОСТ 33200-2014. Оси колесных пар железнодорожного подвижного состава. Общие технические условия. – Введ. РБ 01.10.2016. – М.: АО «ВНИИЖТ», 2014. – 50 с.
- 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). – 253 с.
- Чернин, Р. И. Моделирование прессового соединения лабиринтного кольца буксового узла с предподступичной частью оси колёсной пары подвижного состава / Р. И. Чернин // Наука, образование, транспорт: актуальные вопросы, приоритеты, векторы взаимодействия : материалы III Международ. науч.-метод. конф. 06–07 ноября 2024 г. Оренбург / редкол.: А. Н. Попов [и др.]. – Оренбург : ОриПС – филиал ПривГУПС, 2024. – С. 201–205.
- Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – М., 1996. – 319 с.
- Власов, С. А. Математическая модель кинематики колёсной пары вагона при свободном качении на прямом участке пути / С. А. Власов // Техническое регулирование в едином экономическом пространстве : сб. статей VII Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием, Екатеринбург,

20 мая 2020 г. / под науч. ред. Б. Н. Гузанова; ФГАОУ ВО «Рос. гос. проф.-пед. ун-т». – Екатеринбург, 2020. – С. 63–68.

7 **Мартыненко Л. В.** Безопасность и эксплуатация железнодорожного транспорта при выполнении комплексных работ по неразрушающему контролю подшипников буксовых узлов // *Современные технологии. Системный анализ.*

Моделирование. – 2021. – № 3 (71). – С. 193–200. – DOI : 10.26731/1813-9108.2021.3(71).193-200.

8 **Подшипники буксовые роликовые цилиндрические железнодорожного подвижного состава.** Технические условия: ГОСТ 18572-2014; введ. РБ 01.04.2017. – М. : ООО «ИЦ ЕПК», 2017. – 38 с.

R. I. Chernin, D. V. Shkoroedov. Assessment of the influence of operational factors on the strength of thermal pressing of the labyrinth ring of the axlebox unit onto the pre-tread part of the axle of a wheelset.

The article presents the results of theoretical studies to assess the influence of operational factors on the strength of the pressed joint of the labyrinth ring of the axle box assembly: macro geometry of the mating surfaces (during assembly of joints), the level of loading of the wagon, the speed of movement of the rolling stock and the temperature of the axle box.