

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ НДС СИСТЕМЫ «КОЛЕСНАЯ ПАРА - БУКСОВЫЙ УЗЕЛ» ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Невмержицкая Г.В., Томашевский С.Б. (БГТУ, г. Брянск, Россия)

*Abstract: A box car stress-strained system «wheelset - axle-box junction» has been studied. The curves of contact pressure spreading on axle surface as well as contact stress of rollers and rings for two-row bevel roller bearing TIMKEN from vertical force 98,1 kn with the help of the numerical method using three-dimensional design circuits have been elaborated.*

**Key words:** body, bearing, simulation, power, clearance, stresses, pressure

В России, как и во всём мире, значительное количество перевозок грузов и пассажиров осуществляется железнодорожным транспортом. Постоянно увеличиваются вес вагонов и скорости их движения, с одной стороны, а с другой - возрастают требования по безопасной и безотказной работе, сокращению затрат на эксплуатацию и ремонт подвижного состава. В связи с этим особую актуальность приобретают исследования, направленные на создание узлов и деталей железнодорожных экипажей, имеющих достаточную надёжность и долговечность.

Система «колёсная пара – буксовый узел» является одним из наиболее ответственных элементов вагона, от надёжности которого во многом зависит безопасность движения всего поезда.

В работе представлены результаты исследования напряженно-деформированного состояния системы «колесная пара – буксовый узел» грузового вагона и законов распределения нагрузок на ролики подшипника с применением трехмерных конечноэлементных расчетных схем. Компоненты матрицы жесткости определялись численным интегрированием. Решение велось в приращениях перемещений узлов. Применен специальный алгоритм для нахождения перемещений контактных узлов [1].

При разделении расчетных схем были использованы 8-ми узловые конечные элементы. При построении конечно-элементной схемы учитывалось свойство симметрии системы «колёсная пара – буксовый узел», поэтому моделировалась только половина тел системы. Это позволило увеличить количество конечных элементов, задействованных при построении конечно-элементной модели и тем самым повысить точность моделирования сложной геометрической формы контактирующих поверхностей.

Для численного моделирования применялся программный комплекс «ITFEMSP», разработанный на кафедре «Прикладная механика» БГТУ.

В качестве колёсной пары в расчётах использовалась колёсная пара РУ1Ш – 950 ГОСТ 4835-80. Буксовый узел представлен типовой буксой грузового вагона с двухрядным коническим подшипником фирмы TIMKEN 130x250x60 [2]. Подшипник имеет 21 ролик в каждом ряду, длина ролика принята равной 45 мм, угол контакта в подшипнике  $12^{\circ}50'$ , угол конусности ролика  $2^{\circ}33'$ .

При построении конечно-элементных схем деталей буксового узла их геометрические модели использованы без существенных упрощений. В качестве контактных поверхностей рассмотрены внутренняя поверхность корпуса буксы, поверхности колец подшипника и роликов, поверхность взаимодействия двух внутренних колец подшипника и оси. На верхней части буксы смоделированы приливы для передачи вертикальной нагрузки от пружин рессорного подвешивания буксового узла. На боковой части корпуса выполнены приливы для передачи горизонтальных сил от буксы на раму тележки, играющие также роль направляющих, препятствующих поперечному смещению буксы относительно плоских направляющих рамы (рис. 1). В

буксовом узле не учитывались лишь такие элементы, как крышки, уплотнительные устройства, некоторые литейные радиусы и т.п.

У оси колёсной пары моделировались только шейка, предподступичный и подступичный участки. Модель оси представлена её фрагментом длиной 591 мм прилегающим к торцу. Фрагмент колеса, введённый в расчёт, отсечён цилиндрической поверхностью на достаточно удалённом от центра расстоянии – 189 мм.

В работе рассмотрено действие на буксовый узел основного силового фактора – вертикальной силы. Расчеты выполнены от вертикальной нагрузки, равной 98,1 кН, с учетом радиальных зазоров и натягов. Учитывая симметрию расчётной схемы, к соответствующему приливу на верхней части корпуса буксового узла прикладывалась равномерно распределённая нагрузка, равнодействующая которой равнялась 49,05 кН.

Радиальный зазор между наружным кольцом подшипника и корпусом принимался номинальным и равным 0,052 мм, а радиальный зазор между роликами и кольцами – равным 0,028 мм, что соответствует осевой игре ролика 0,2 мм. Радиальный натяг в соединении колеса и оси принимался равным 0,0875 мм; радиальный натяг внутреннего кольца подшипника на оси – равным 0,045 мм.

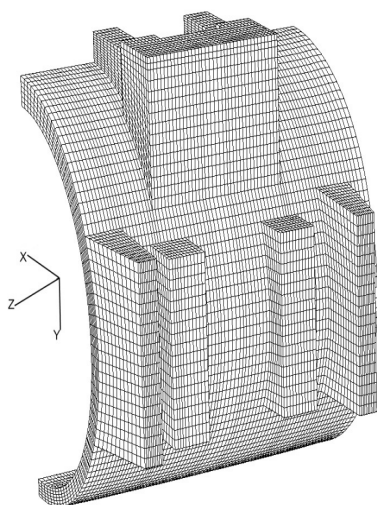


Рис. 1. Конечно-элементная модель корпуса буксового узла

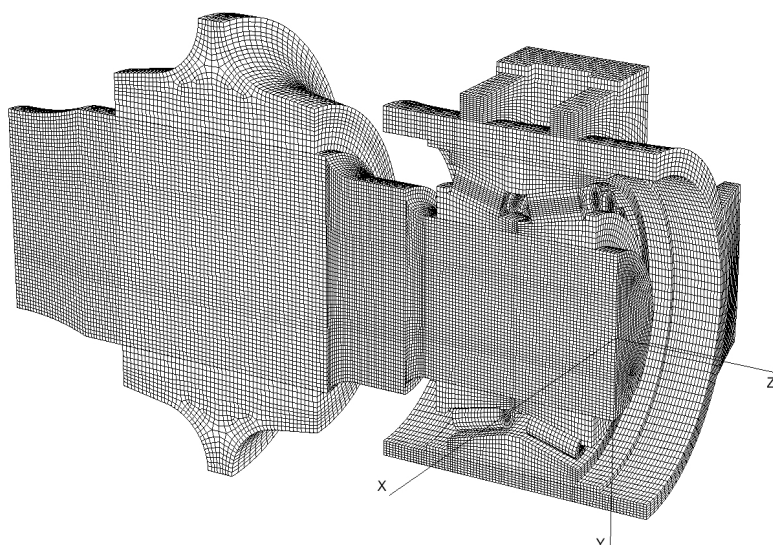


Рис. 2. Конечно-элементная модель системы «колесная пара – буксовый узел» грузового вагона

В качестве краевых условий накладывались связи по трём направлениям, на все узлы, расположенные на поверхности отсечения фрагмента колеса. Кроме того, все узлы тел системы «колёсная пара – буксовый узел», лежащие в плоскости симметрии расчётной схемы, закреплялись вдоль направления, перпендикулярного этой плоскости.

Конечно-элементная модель системы «колёсная пара – буксовый узел» (рис. 2) включает в себя 28 контактирующих тел, содержит 413 365 узлов и 372 184 восьмиузловых конечных элементов, 20608 контактных узла.

Среди прочих результатов интерес представляет распределение давлений на поверхностях контакта корпуса букс и наружных колец подшипников (рис. 3).

Контактные давления имеют достаточно сложный закон распределения. В осевом направлении давления возрастают от переднего торца корпуса буксы к заднему торцу. В окружном направлении максимальные давления возникают в области приливов для передачи вертикальных нагрузок на верхний свод корпуса буксы. Величина максимальных контактных давлений составляет 8,82 МПа. Вблизи плоскости

симметрии контактные давления невысоки – менее 1,0 МПа. По этим законам распределения можно сделать вывод, что жесткость ребер недостаточна, чтобы распределить давления более равномерно.

Эпюры распределения контактных напряжений, возникающие на роликах в контакте с наружным кольцом подшипника, представлены на рис. 4. Под нагрузкой оказываются 9 роликов каждого ряда, угол охвата нагруженных роликов составляет 120°-137°. По длине роликов давления распределены не равномерно, наблюдаются краевые эффекты. Максимальные напряжения достигают значения 1472 МПа.

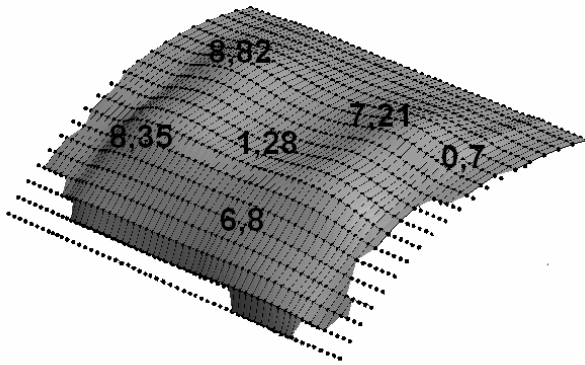


Рис.3. Эпюры контактных давлений на поверхности корпуса буксы грузового вагона (МПа) (2 вар.)

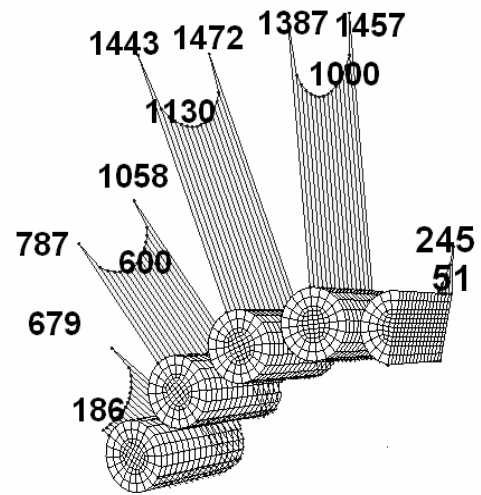


Рис.4. Эпюры напряжений в контакте роликов и наружного кольца подшипника буксы

Распределение давлений между внутренними кольцами подшипника и осью колёсной пары практически симметрично в тангенциальном направлении. Стоит отметить лишь наличие небольших выпуклостей на эпюре в местах, находящихся под роликами подшипника. Сечение эпюры плоскостью симметрии расчётной схемы представлено на рис. 5. Несколько более нагруженным является участок оси под передним внутренним кольцом, здесь максимальные контактные давления достигают 33,48 МПа, под задним внутренним кольцом подшипника максимальное значение давлений 29,76 МПа

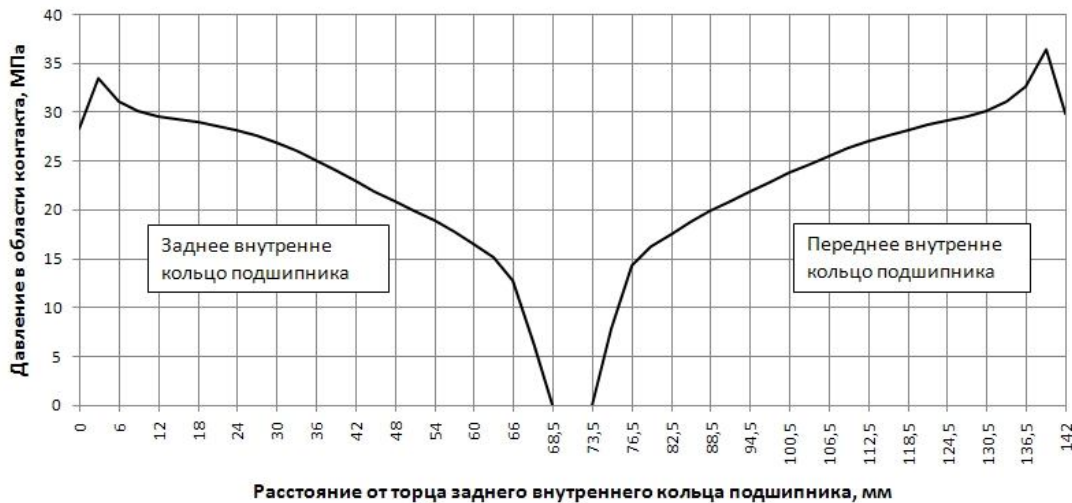
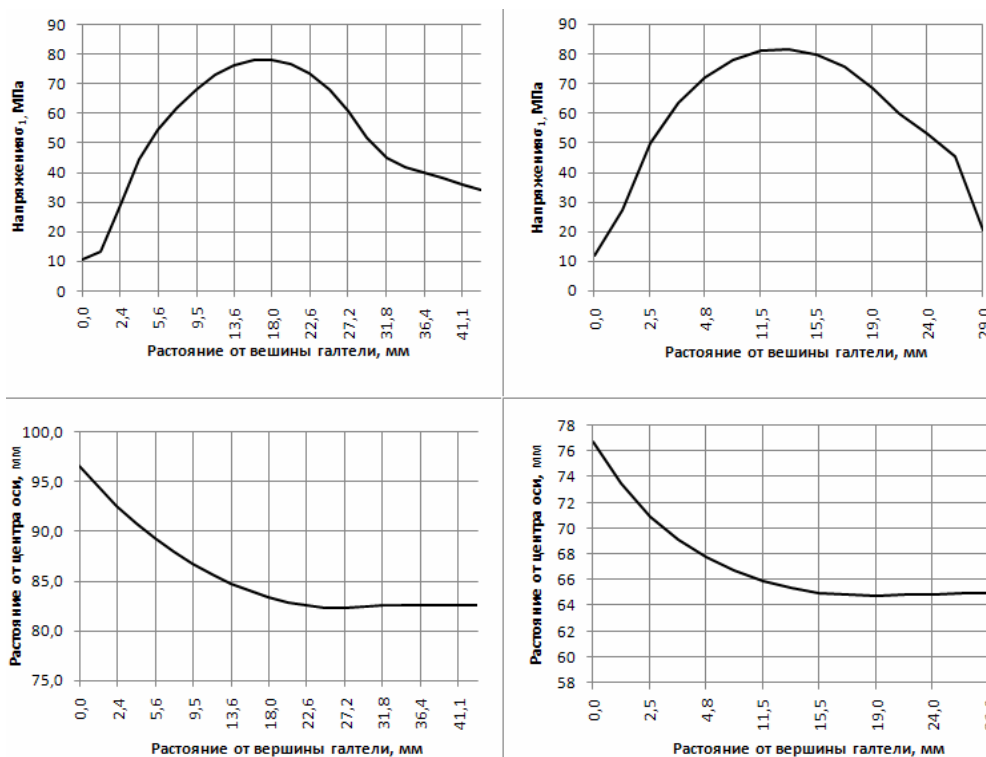


Рис. 5. Сечение эпюры контактных давлений между буксовым подшипником и осью

Получены сведения о распределении напряжений в оси колесной пары. Высокие напряжения в подступичной части оси вызваны, главным образом напрессовкой колеса на ось. В области оси, находящейся непосредственно под центром колеса эквивалентные напряжения по гипотезе Мизеса достигают величины 120 МПа. К поверхности подступичного участка оси уровень напряжений снижается.



а) Галтель между подступичной и предподступичной частью оси

б) Галтель между предподступичной частью оси и шейкой

Рис. 6. Распределение напряжений на галтельных участках оси

Так на галтельном переходе между предподступичной частью оси и подступичной частью напряжения достигают величины 77,83 МПа, а на галтели между шейкой и предподступичной частью 81,46 МПа. Графики изменения первых главных напряжений на упомянутых выше галтельных участках по длине оси приведены на рис. 6 (а и б). На нижнем графике соответствующего рисунка показана геометрия галтельного перехода, а на верхнем изменение напряжений по длине галтели.

Следует отметить, что даже при нагрузке 98,1 кН. достигнут уровень напряжений порядка предела выносливости шейки оси. Предел выносливости шейки оси вагона для шлифованной поверхности составляет 70-90 МПа, а для накатанной роликами поверхности – 140 – 170 МПа [3]. Это свидетельствует о том, что только при использовании оптимальной технологии упрочнения осей накаткой роликами возможна их успешная эксплуатация.

**Список литературы:** 1. Sakalo V.I., Olshevsky A.A., Shevchenko C.V. RSFEM program package for contact units investigation/consideration of railway transport problems// 4-th Int. Conf. Railway bogies and running gears.- Budapest, 1998.- P 447-452. 2. Невмержицкая Г.В., Ольшевский А.А., Сакало В.И. Исследование нагруженности деталей буксового подшипника. Вестник БГТУ, № 4 -Брянск, 2004.-5 с. 3. Вагоны. Изд. 2-е, перераб. и доп. Под ред. Л.А. Шадура. М.: «Транспорт», 1973. 440 с.