

При использовании данного устройства не возникают повреждения шейки оси колесной пары (задиры). Снижаются энергозатраты, т. к. данное устройство не требует электропотребления, повышается качество ремонта (шейка оси колесной пары не повреждается за счет создаваемой масляной прослойки в зоне возникновения дефекта).

Предлагаемое устройство для распрессовки внутренних колец буксовых подшипников является ресурсосберегающим, направлено на экономию сырья, материалов и комплектующих. Повышает качество ремонта грузовых вагонов, что обеспечивает безопасность движения железнодорожного транспорта.

УДК 629.4.027.5

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ОТКЛОНЕНИЙ ОТ ПРОФИЛЯ ПРОДОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ СОПРЯГАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ КОЛЕСА С ОСЬЮ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ

Р. И. ЧЕРНИН, Г. Е. БРИЛЬКОВ, О. В. ПУТЯТО

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Колесная пара является одним из наиболее ответственных узлов железнодорожного подвижного состава. Обеспечение требуемой прочности соединений с гарантированным натягом деталей колесной пары напрямую связана с безопасностью движения. Соединения с натягом колес и внутренних колец буксовых подшипников подвергаются воздействию комплекса силовых факторов и могут работать на осевой сдвиг, проворачивание или испытывать комбинированную нагрузку. Недостаточная прочность соединений может привести к относительному сдвигу элементов и вызвать катастрофические последствия [1].

Проведенные ранее исследования [2] показали, что прочность соединения с натягом существенно зависит не только от величины натяга, но и от коэффициента трения в сопряжении, управление значением которого возможно обеспечить нормативными требованиями в части установленных значений конечных усилий запрессовок сопрягаемых элементов. В то же время следует отметить, что влияние величин предельных отклонений размеров сопрягаемых поверхностей, в особенности элементов колесных пар железнодорожного подвижного состава, исследовано не достаточно. Это можно объяснить тем, что специальное проведение таких исследований требует механической обработки деталей с прецизионной точностью. Таким образом, наряду с необходимостью при изготовлении и ремонте колесных пар осуществлять мероприятия технологического характера по улучшению формирования и расформирования их узлов и по совершенствованию контроля требуемой величины натяга, актуальной является задача превентивной оценки прочности соединений элементов колесной пары.

В соответствии с нормативной документацией [3] при формировании соединения «колесо (колесный центр) – ось» локомотива значение фактического натяга должно находиться в пределах $(0,0009-0,0015)d$, где d – диаметр подступичной части оси, причем значение конечного усилия запрессовки должно быть для колеса цельнокатаного в диапазоне 441–636 кН на каждые 100 мм диаметра посадочной поверхности, а для колесного центра – 392–588 кН. Для аналогичного соединения вагонной колесной пары в соответствии с стандартом предприятия [1] значение фактического натяга должно находиться в пределах от 0,1 до 0,25 мм, причем значение конечного усилия запрессовки, учитывая номинальный диаметр подступичной части, равный 194 мм, должно быть: от 826,7 кН до 1115 кН (при значении шероховатости поверхности ступицы колеса $Rz \leq 20$ мкм); от 749,89 кН до 1115 кН (при значении шероховатости поверхности ступицы колеса $20 \text{ мкм} < Rz \leq 30 \text{ мкм}$).

Расчет статической прочности цилиндрического прессового соединения выполняется, как правило, по формулам, основанным на решении плоской осесимметричной задачи теории упругости (задача Ляме – Гадолина). Несмотря на очевидность прямо пропорциональной зависимости прочности продольно-прессового соединения с натягом от площади контактирования, часто имеют место несоответствия с практическими результатами. В таком случае несоответствия устраняют за счет коэффициента трения, величина которого должна аккумулировать все неучтенные параметры. Отдельные факторы, влияющие на прочность соединения с натягом, исследованы достаточно детально. Так, известно, что наибольшее влияние на прочность такого соединения оказывает величина натяга, а также материал и характеристики поверхностного слоя сопрягаемых деталей; микро- и макрогеометрия посадочных поверхностей; наличие промежуточных сред (смазка, клеевые прослойки).

Рассмотрим в качестве примера влияние отклонений от профиля продольного сечения поверхностей узла соединения колеса с подступичной частью оси вагонной колесной пары. В соответствии с ГОСТ 33200–2014 отклонение от профиля продольного сечения подступичной части оси колесной пары вагона составляет не более 0,05 мм; размер поля допуска диаметра отверстия ступицы колеса по ГОСТ 10791–2011 – 4 мм.

Моделирование прочности соединений с гарантированным натягом элементов колесной пары вагона выполнено методом конечных элементов. С учетом симметрии конструкции задача решалась в осесимметричной постановке. Для этого разработана геометрическая модель сопряжения ступицы колеса с подступичной частью оси. Для сокращения объемов расчетов, учитывая отсутствие необходимости определения напряженно-деформированного состояния оси в целом, а также руководствуясь принципом Сен-Венана, модели представляют собой части колесной пары, включающие исследуемые объекты. В месте сопряжения колец и колеса с осью решалась контактная задача.

Оценка прочности соединения при различных формах отклонения от профиля продольного сечения сопрягаемых поверхностей выполнена по значению усилия сдвига колеса относительно оси, которое определялось путем моделирования процесса распрессовки элементов. Отметим, что в процессе разработки компьютерной модели достаточно проблемным оказался вопрос назначения коэффициента трения в зоне сопряжения при создании контактных пар, который оказывает существенное влияние на значение усилия сдвига напрессованных элементов. В классической теории контактирования тел полагается, что сила трения пропорциональна силе контактного давления. Величина погрешностей геометрии на порядок превосходит величину шероховатости контактирующих поверхностей и удельное давление на различных участках будет переменным. Поскольку элементы колесной пары вагона имеют достаточно высокую жесткость, нагрузка преимущественно будет приходиться на «выступы» погрешности геометрии, а на «впадинах» поверхности могут не соприкасаться вовсе. В связи с этим коэффициент трения на «впадинах» будет иметь меньшее значение. При моделировании коэффициент трения представлен двухкомпонентной линейной моделью [3], в которой первая компонента определяется величиной коэффициента трения в условиях постоянного нормального давления для данной контактной пары, а вторая зависит от изменения нормального давления в каждой точке контакта при наличии погрешности геометрии формы.

На рисунке 1 приведена сравнительная диаграмма результатов расчетов усилий сдвига колеса относительно оси для натяга 0,175 мм при различных формах отклонения от профиля продольного сечения сопрягаемых поверхностей.

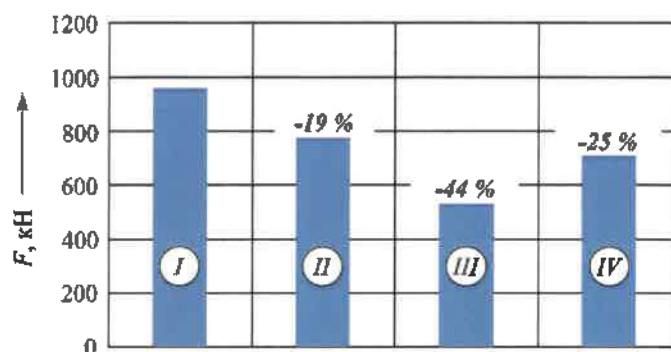


Рисунок 1 – Сравнительная диаграмма усилий сдвига колеса относительно оси:
I – нет отклонений; II – конусообразность; III – седлообразность; IV – бочкообразность

Установлено, что наибольшее влияние на прочность соединения с натягом рассматриваемого узла оказывает отклонение от профиля продольного сечения в виде седлообразности.

Список литературы

- 1 Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524 мм). – Введ. 01.01.2013. – М. : ВНИИЖТ, – 276 с.
- 2 Оценка прочности соединений элементов колесных пар с гарантированным натягом / И. Л. Чернин [и др.] // Механика. Исследования и инновации. – 2017. – № 10(10). – С. 197–204.
- 3 СТП БЧ 17.310–2015. Тяговый подвижной состав железных дорог колеи 1520 мм. Порядок формирования, ремонта и содержания колесных пар. – Минск : Белорусская железная дорога, 2015. – 114 с.
- 4 Куприянов, А. В. Прочность соединения с натягом при наличии погрешности геометрии формы / А. В. Куприянов // Вестник ХНТУ. – 2015. – № 3(54). – С. 145–150.