

Очевидно, что применение регрессионных моделей значительно повышает качество нормирования расхода топлива на поездку, позволяет на основании анализа выполнения норм принимать адекватные, а следовательно, эффективные организационно-технические и управленческие решения.

Дальнейшее повышение качества нормирования расхода энергоресурсов возможно при введении в качестве аргументов уравнения регрессии средних за поездку значений температуры атмосферного воздуха, скорости и направления ветра.

Список литературы

- 1 Френкель, С. Я. Повышение качества нормирования расхода энергоресурсов магистральными локомотивами / С. Я. Френкель и др. // Вестник БелГУТа : Наука и транспорт. – 2007. – № 1–2 (14–15). – С. 137–140.
- 2 Френкель, С. Я. Исследование качества нормирования расхода энергоресурсов на тягу поездов / С. Я. Френкель // Локомотивы. Транспортно-технологические комплексы. XXI век : сб. тр. V Междунар. науч.-техн. конф. – СПб. : ПГУПС, 2017.

УДК 629.4.027.5

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ ЭЛЕМЕНТОВ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ ВАГОНА ПРИ ИЗМЕНЕНИИ МАКРОГЕОМЕТРИИ СОПРЯГАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

И. Л. ЧЕРНИН, О. В. ПУТЯТО, А. В. ПУТЯТО

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

В настоящее время в области вагоностроения активно ведутся работы по увеличению осевых нагрузок, интенсивности использования подвижного состава, что вызывает повышение требований к его безопасной эксплуатации. К одному из наиболее ответственных элементов подвижного состава относятся колесные пары. Поэтому при их изготовлении и ремонте необходимо осуществлять мероприятия технологического характера по улучшению формирования и расформирования узлов колесных пар, а также по дальнейшему совершенствованию контроля их прочности. Соединение может работать на осевой сдвиг, проворачивание или испытывать комбинированную нагрузку, и недостаточная их прочность может привести к относительному сдвигу элементов и вызвать катастрофические последствия.

В соответствии с нормативной документацией значение натяга внутренних колец подшипников должно находиться в пределах 0,045–0,11 мм, причем значение конечного усилия запрессовки комплекта колец (при прессовой посадке) – 245,4–294,3 кН. При формировании соединения «колесо – ось» значение фактического натяга должно быть 0,1–0,25 мм, причем значение конечного усилия запрессовки, учитывая номинальный диаметр подступичной части равный 194 мм, должно быть от 826,7 до 1115 кН при значении шероховатости поверхности ступицы колеса $Rz \leq 20$ мкм и от 749,89 до 1115 кН при значении шероховатости поверхности ступицы колеса $20 \text{ мкм} < Rz \leq 30$ 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).

Таким образом, актуальной и практически важной является задача оценки влияния макрогеометрии сопрягаемых поверхностей на прочность соединения.

Моделирование прочности соединений с гарантированным натягом элементов колесной пары вагона выполнено с использованием программы ANSYS. Учитывая симметрию конструкции, задача решалась в осесимметричной постановке, для чего разработана геометрическая модель плоскости

сопряжения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колесной пары и колеса с подступичной частью. 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 качестве материала принята сталь с модулем упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициентом Пуассона $\mu = 0,3$. Для построения конечно-элементной модели использован элемент PLANE82 с включенной опцией «axsymmetric», что дало возможность свести объемную задачу к плоской. В месте сопряжения колец и колеса с осью задана контактная пара.

Для оценки значений усилий запрессовки комплекта внутренних колец и колеса на ось в модели задавалось перемещение 1 мм оси, а торцевой край внутреннего кольца или торец ступицы колеса закреплялись в осевом направлении. Также ограничивалось перемещение оси в вертикальном направлении.

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, 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.

Опуская промежуточные расчеты коэффициентов трения, результаты компьютерного моделирования прочности сопряжений, выполненного для случая реализации в сопряжениях средних натягов (для колец – $N_{cp} = 0,0775$ мм; для колеса – $N_{cp} = 0,175$ мм) с учетом изготовления соответствующего конструктивного элемента оси (шейки и подступичной части) с максимальным значением отклонения от профиля продольного сечения показали, что наибольшее снижение прочности соединений вызывает седлообразность. Так, для комплекта внутренних колец буксового подшипника снижение составило порядка 14 %, а прочность сопряжения колеса с подступичной частью может снизиться до 40 %.

УДК 629.44:629.48; 629.487

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ПОСАДКИ ВНУТРЕННИХ КОЛЕЦ БУКСОВЫХ ПОДШИПНИКОВ НА ШЕЙКИ ОСЕЙ КОЛЁСНЫХ ПАР ВАГОНОВ

Р. И. ЧЕРНИН, О. М. МОИСЕЙЧИКОВА

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Случаи отказов буксовых узлов колёсных пар вагонов с тепловой посадкой внутренних колец подшипников качения на шейки осей не носят массового характера, но представляют реальную угрозу для безопасности движения поездов. Поэтому оценка прочности напрессовки внутренних колец буксовых подшипников при изготовлении и ремонте колёсных пар вагонов и локомотивов заслуживает особого внимания в решении задачи повышения надёжности железнодорожного подвижного состава. По данным ОАО «РЖД» [1] опасные неисправности, из-за которых вагоны отцеплялись в текущий отцепочный ремонт, составляют по буксовому узлу 57,4 % от всего количества отказов. Это свидетельствует о неудовлетворительном качестве ремонта и недостатках формирования а также выходного контроля соединений с гарантированным натягом.

Используемый в вагоноремонтном производстве и в вагоностроении способ косвенного контроля напрессовки колец буксовых подшипников на шейки осей колёсных пар получил распростра-