

УДК 629.4.027.5

А.В. ПУТЯТО, д-р техн. наук

Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, Республика Беларусь

ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ ЭЛЕМЕНТОВ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ ВАГОНА С УЧЕТОМ ОТКЛОНЕНИЙ ОТ ПРОФИЛЯ ПРОДОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ СОПРЯГАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Приведены результаты компьютерного моделирования методом конечных элементов прочности соединений внутренних колец буксовых подшипников и ступицы колеса с осью колесной пары вагона с учетом отклонений от правильной формы продольного сечения сопрягаемых поверхностей. Установлено, что наибольшее снижение прочности соединений с натягом элементов колесной пары вызывает наличие седлообразности и может достигать 14 % в узле «внутренние кольца подшипников — ось» и 40 % в узле «колесо — ось».

Ключевые слова: соединение с натягом, колесная пара вагона, прочность, метод конечных элементов, конусообразность, седлообразность, бочкообразность

Введение. Увеличение нагрузок на ось интенсивности использования подвижного состава и требований к его безопасной эксплуатации вызывают необходимость повышения надежности соединений с гарантированным натягом узлов колесных пар железнодорожного подвижного состава [10]. К таким узлам применительно к вагонным колесным парам относятся соединения: «колесо — ось», «внутренние кольца подшипников — ось». В соответствии с руководящим документом [6] значение натяга внутренних колец подшипников должно находиться в пределах от 0,045 мм до 0,110 мм, причем значение конечного усилия запрессовки комплекта колец (при прессовой посадке) — в пределах от 245,4 до 294,3 кН.

При формировании соединения «колесо — ось» значение фактического натяга должно находиться в пределах от 0,10 до 0,25 мм, а 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 $R_z \leq 20$ мкм);
- от 749,89 до 1115 кН (при значении шероховатости поверхности ступицы колеса $20 < R_z \leq 30$ мкм).

Указанные соединения с натягом могут работать на осевой сдвиг, проворачивание или испытывать комбинированную нагрузку. Недостаточная прочность соединений может привести к относительному сдвигу элементов и вызвать катастрофические последствия (рисунок 1).

Расчет статической прочности цилиндрического прессового соединения, как правило, выполняется на основе решения плоской осесимметричной задачи тео-

рии упругости (задача Ляме–Гадолина) [1]. Следует отметить, что зачастую при таком подходе имеют место расхождения с практическими результатами и их устраняют изменением коэффициента трения. Наиболее общую теорию трения твердых тел предложил Крагельский И.В. [3]. Коэффициент трения нелинейно зависит от большого количества факторов и поэтому расчет является приближенным и применяется на этапе проектирования. Поэтому для установления фактической прочности соединения с натягом всегда проводят экспериментальную проверку.

Влияние некоторых факторов на прочность соединения с натягом исследовано достаточно детально. Так, в работе [8] рассмотрены вопросы обоснованности высокоточного изготовления элементов, соединяемых с натягом, для получения достаточной прочности узла. В статье [4] рассмотрено влияние на соединение с натягом геометрии соединяемых поверхностей. Исследования прочности соединений с натягом в зависимости от различных факторов также описаны в публикациях [2, 5, 9].

Таким образом, наибольшее влияние на прочность соединения оказывает величина натяга. К другим параметрам, имеющим существенное влияние, можно отнести:

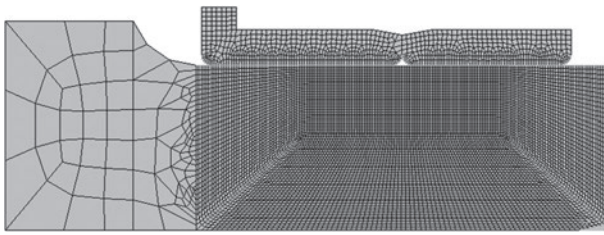
- материал и характеристики поверхностного слоя сопрягаемых деталей;
- геометрию посадочных поверхностей;
- наличие промежуточных сред (смазка, клеевые прокладки).

Учитывая, что экспериментальная проверка прочности соединений с натягом элементов колесной пары при изменении различных факторов требует больших финансовых затрат, целью работы является оценка влияния различных факторов, в частности, отклонений геометрии сопрягаемых поверхностей узлов колесной пары вагона от профиля продольного сечения на прочность соединения с натягом.

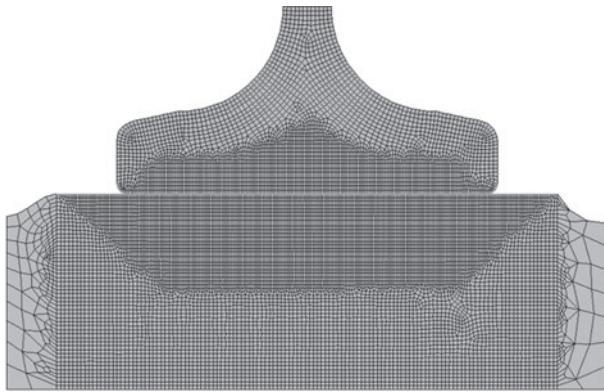
Разработка конечно-элементных моделей. Моделирование прочности соединений с гарантированным натягом элементов колесной пары вагона выполнено с использованием программного комплекса ANSYS. Задача решалась в осесимметричной постановке ввиду симметричности конструкции рассматриваемых узлов. Для сокращения объемов расчетов, учитывая отсутствие необ-



Рисунок 1 — Излом шейки оси колесной пары вагона



а



б

Рисунок 2 — Конечно-элементные модели сопряжений внутренних колец буксового подшипника и колеса с осью колесной пары

ходимости определения напряженно-деформированного состояния оси в целом, а также руководствуясь принципом Сен-Венана, конечно-элементные модели представлены частями колесной пары, включающие исследуемые объекты (рисунок 2).

В качестве материала принята сталь с модулем упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$.

Для построения конечно-элементной модели использован элемент PLANE82 с включенной опцией *axusymmetric*, что дало возможность свести объемную задачу к плоской. В месте сопряжения колец и колеса с осью задана контактная пара.

Оценка прочности сопряжений выполнена по критерию осевого усилия относительного сдвига элементов узлов. 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.

Определение коэффициента трения для соединений с погрешностью геометрии формы. В классической теории контактирования тел принята пропорциональность силы трения силе контактного давления. Учитывая, что величина погрешностей геометрии значительно превосходит величину шероховатости контактирующих поверхностей, удельное давление на различных участках будет переменным. Ось колесной пары имеет

высокую жесткость и нагрузка преимущественно будет приходиться на «выступы» погрешности геометрии, а на «впадинах» поверхности могут не соприкаться. Коэффициент трения примем постоянным при отсутствии погрешности геометрии формы и переменным на участках уменьшения натяга при погрешности геометрии. Величина коэффициента трения пропорциональна контактно-му давлению.

Коэффициент трения можно представить как двухкомпонентную линейную модель [4]. Первая компонента соответствует величине коэффициента трения при постоянном нормальном давлении для данной контактной пары. Вторая компонента зависит от изменения нормального давления в каждой точке контакта при имеющейся погрешности геометрии формы:

$$f = f_c + f_v$$

или

$$f = k_c A_c + k_v A_v,$$

где A_c, A_v — постоянная и переменная составляющие контактного объема; k_c, k_v — коэффициенты.

В нашем случае

$$A_c = 0,5\pi d l N; A_v = 0,5\pi d l N_v,$$

где N_v — усредненный натяг в соединении с учетом погрешности геометрии формы на длине посадки.

Для упрощения расчетов составляющую $0,5\pi d$ внесем в коэффициенты k_c, k_v соответственно. Основываясь на результатах расчетов, полученных в [7], а также с учетом экспериментальных данных, приведенных в работах [1, 4], получим $k_c = 0,044, k_v = 0,022$.

Значения составляющих контактного объема и коэффициентов трения для посадочных поверхностей внутренних колец буксовых подшипников и колеса без погрешности геометрии формы и при наличии конусообразности, седлообразности и бочкообразности получены на основе методики, приведенной в [4]. Расчеты выполнены для случая реализации средних натягов в соединениях (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, а также принимая во внимание соответствующие длины сопряжений на оси.

Оценка прочности соединений с учетом отклонений геометрии сопрягаемых поверхностей. Значения отклонений приняты в соответствии с конструкторской документацией, а их учет в компьютерных моделях для снижения трудоемкости представлен в параметрической форме.

На рисунке 3 приведена картина напряженно-деформированного состояния элементов соединения внутренних колец буксового подшипника с осью, а также эпюра распределения контактных напряжений в сопряжении при наличии максимальных значений седлообразности.

Таблица — Расчетные значения коэффициентов трения

Соединение	Форма отклонения		
	конусообразность	седлообразность	бочкообразность
внутренние кольца подшипников — ось	0,241	0,238	0,244
колесо — ось	0,152	0,146	0,158

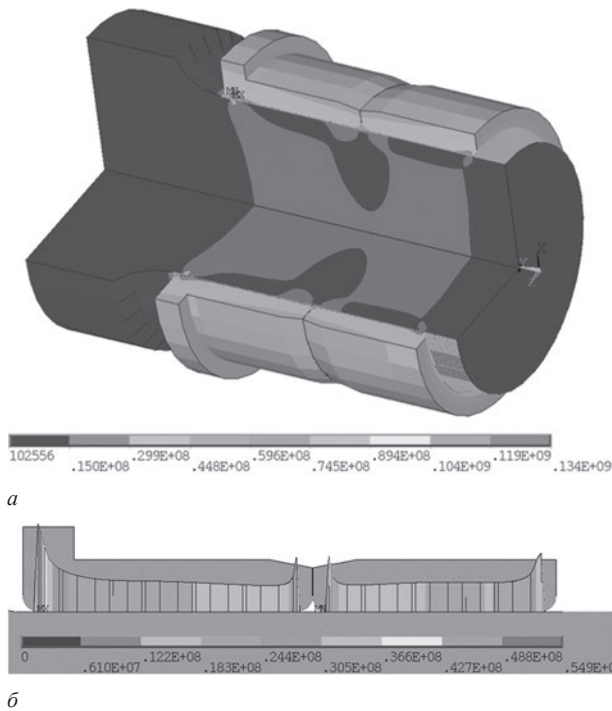


Рисунок 3 — Напряженно-деформированное состояние (а) и эпюра распределения контактных напряжений (б) (Па) при седлообразности

Получено, что распределение эквивалентных напряжений при наличии отклонений от профиля продольного сечения сопрягаемых поверхностей имеет ярко выраженный несимметричный характер, что связано с неравномерным контактным давлением в поверхности сопряжения.

Для оценки влияния конусообразности, седлообразности и бочкообразности на прочность сопряжения рассчитаны значения усилий осевого сдвига при отсутствии отклонений формы и при их наличии. Сравнительная диаграмма снижения прочности в соединении по критерию усилия сдвига комплекта колец приведена на рисунке 4.

Установлено, что наибольшее снижение прочности сопряжения внутренних колец подшипников с осью вызывает седлообразность (снижение составляет порядка 14 %). Таким образом при формировании соединения и подготовке поверхности шейки оси следует учитывать возможное снижение прочности соединения в результа-

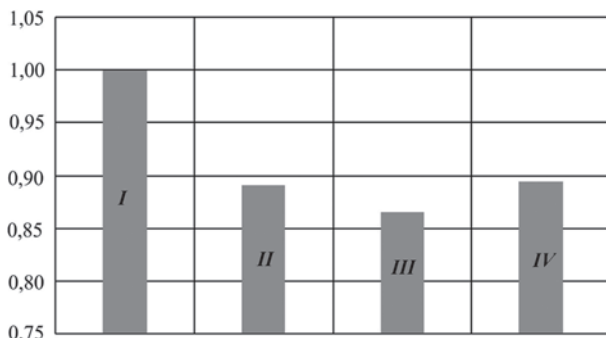


Рисунок 4 — Относительное изменение усилия сдвига: I — усилие сдвига без учета отклонений формы (принято за единицу); II — усилие сдвига при конусообразности; III — усилие сдвига при седлообразности; IV — усилие сдвига при бочкообразности

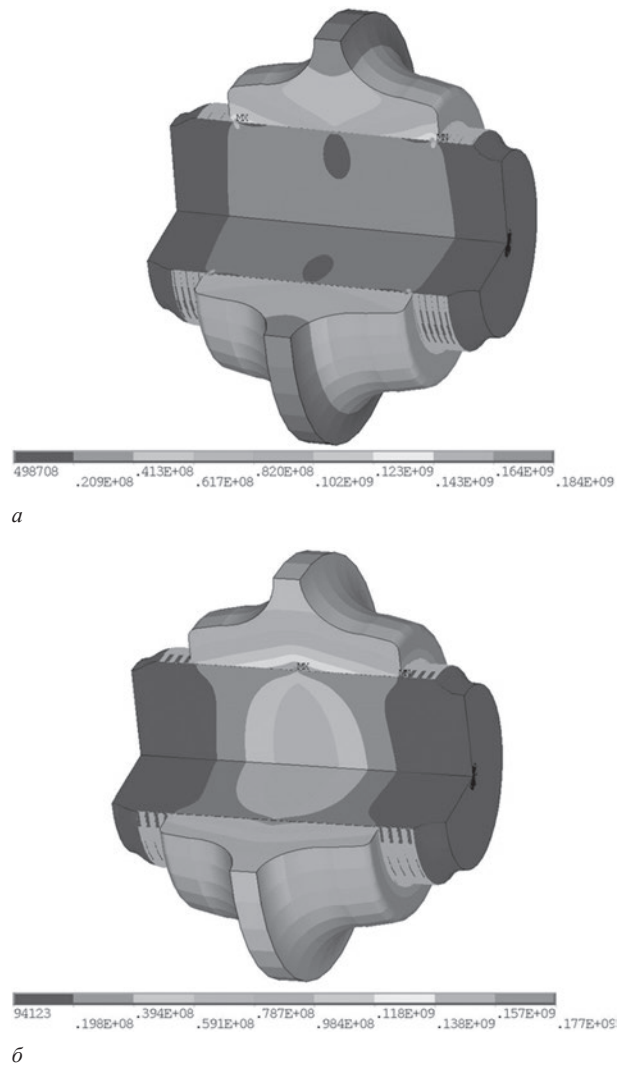


Рисунок 5 — Распределение эквивалентных напряжений (Па) при наличии седлообразности (а) и бочкообразности (б) в узле сопряжения

те наличия отклонений поверхностей, причем находящихся в рамках допустимых значений.

Аналогичные исследования проведены применительно к узлу сопряжения «колесо — ось». В качестве примера на рисунке 5 приведены картины распределения эквивалентных напряжений в элементах узла при наличии максимальных значений седлообразности и бочкообразности.

Результаты моделирования показали, что распределение эквивалентных напряжений при наличии отклонений от профиля продольного сечения сопрягаемых поверхностей также имеет несимметричный характер. Анализ влияния на прочность соединения с натягом ступицы колеса с осью отклонений от профиля продольного сечения сопрягаемых поверхностей показал, что по критерию усилия осевого сдвига колеса снижение прочности при наличии конусообразности достигает 20 %, при наличии седлообразности — 42 %, бочкообразности — 26 %.

Заключение. В работе получены следующие основные результаты:

1. Разработаны компьютерные модели для оценки прочности соединений с гарантированным натягом элементов колесной пары с учетом наличия отклонений от профиля продольного сечения сопрягаемых поверхностей.

2. Снижение прочности соединений при отклонении геометрии соединяемых поверхностей колец с осью может достигать 14 %, а колеса с осью — 40 %.

3. Результаты исследований показали, что при формировании соединений элементов колесной пары с натягом и подготовке сопрягаемых поверхностей следует учитывать возможное снижение прочности соединения вследствие имеющихся отклонений поверхностей, причем находящиеся в рамках значений, допускаемых конструкторской документацией.

Список литературы

1. Андреев, Г.Я. Тепловая сборка колесных пар / Г.Я. Андреев. — Х.: Издательство Харьковского ун-та. — 1965. — 227 с.
2. Кравцов, М.К. Промежуточные среды в соединениях с натягом / М.К. Кравцов, А.А. Святуха, В.В. Чернов. — Х.: Штрих, 2001. — 200 с.
3. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. — М.: Машиностроение, 1977. — 526 с.
4. Куприянов, А.В. Прочность соединения с натягом при наличии погрешности геометрии формы / А.В. Куприянов // Вестн. ХНТУ. — 2015. — № 3(54). — С. 145–150.
5. Ресурс и ремонтпригодность колесных пар подвижного состава же-лезных дорог / А.А. Воробьев [и др.]. — М.: Инфра-М. — 2012. — 264 с.
6. 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. Введ. 01.01.2018. — М.: ВНИИЖТ, 2017. — 276 с.
7. Чернин, Р.И. Повышение эффективности формирования и расформирования узлов колесных пар вагонов, собранных с натягом: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Р.И. Чернин. — Гомель, 2013. — 157 с.
8. Boutoutaou, H. Modeling of interference fits taking form defects of the surfaces in contact into account / H. Boutoutaou, M. Bouaziz, J.F. Fontaine // Materials & Design, 2011. — Vol. 32, iss. 7. — Pp. 3692–3701.
9. Sen, S. Stress analysis of interference fitted shaft-hub system under transi-ent heat transfer conditions / S. Sen, B. Aksakal // Materials & Design. — 2004. — Vol. 25, iss. 5. — Pp. 63–68.
10. Xue, A.S. Interference Fit Design Assessment and Improvement for the Railway wagon Wheelset with 30 Ton Axle Weigh / A.S. Xue, Y.X. Zhao, B. Yang // Advanced Materials Research. — 2013. — Vol. 658. — Pp. 318–322.

Putsiata A.V.

Strength of joints with tension of car wheelset elements taking into account deviations from longitudinal section profile of mating surfaces

The article presents computer modeling results by the finite element method of the joint strength of inner rings of axle bearings and wheel hub with the axle of the car wheelset, taking into account deviations from the correct shape of longitudinal section of the mating surfaces. It is established that the greatest decrease in the strength of the joints with tension of the wheelset elements is caused by the presence of saddle shape and can reach 14 % in the “bearing inner rings — axis” joint and 40 % in the “wheel — axis” joint.

Поступила в редакцию 08.07.2021.