

3 Anti-Runaway Prevention System with Wireless Sensors for Intelligent Track Skates at Railway Stations / С. Jiang [et al.] // Sensors. – 2017. – Vol. 17, is. 12. – Article 2955. – P. 12.

4 Шимановский, А. О. Компьютерное моделирование динамики взаимодействия колесных пар вагонов с тормозными башмаками / А. О. Шимановский, М. Г. Кузнецова, О. В. Демьянчук // Механика машин, механизмов и материалов. – 2021. – № 4 (57). – С. 48–55.

5 Экспериментальные исследования характеристик сцепления в контакте «колесо-рельс» при наличии промежуточной среды / А. И. Костюкевич [и др.] // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып. : Автомобиле- и тракторостроение. – 2011. – № 56. – С. 56–62.

УДК 539.3:4

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ЦЕЛЬНОКАТАНЫХ КОЛЕС С КОНИЧЕСКИМИ ДИСКАМИ И УЧЕТОМ ОСТАТОЧНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАПРЯЖЕНИЯ

К. С. ШОКУЧКОРОВ, Р. В. РАХИМОВ, Я. О. РУЗМЕТОВ, Ш. Б. ДЖАББАРОВ, С. Г. ИНАГАМОВ
Ташкентский государственный транспортный университет, Республика Узбекистан

Причинами появления усталостных трещин в дисковой части колес служат неравномерный прокат или ползун на поверхности катания, создающие повышенные динамические нагрузки на дисковую часть колеса, усталость металла и внутренние остаточные напряжения, образовавшиеся в результате изготовления.

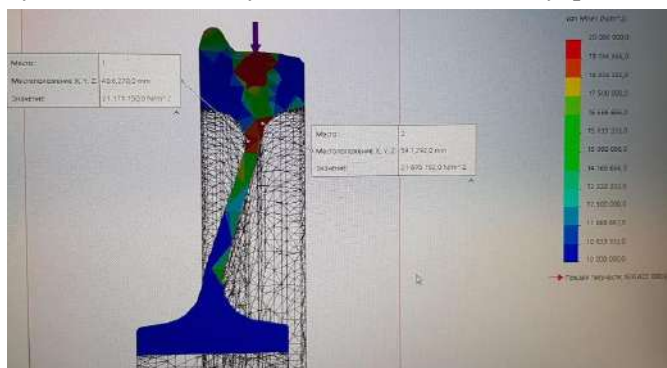


Рисунок 1 – Объекты анализа (исследования)

Объект для расчета в состоянии поставки с завода изготовителя (рисунок 1) – колесо цельнокатаное с плоскоконическим диском, диаметром по кругу катания 957 мм, изготовленное по ГОСТ 10791–2011, сталь марки 2.

Отметим, что в нормативах [1, 2] расчет прочности колес грузовых и пассажирских вагонов выполняется с учетом различных значений толщины ободьев (в результате обточек после определенного пробега), а также вероятного появления ползунов на поверхности катания или неравномерного проката.

Таблица 1 – Напряжения Мизеса в расчетной зоне колеса, возникающие за срок службы

Номер блока нагрузок j	Состояние вагона	Действующие нагрузки, кН	Доля движения λ	Среднее напряжение Мизеса $\bar{\sigma}$ в расчетной зоне колеса при n обточке, МПа				
				$n = 0$	$n = 1$	$n = 2$	$n = 3$	$n = 4$
1	Груженое	$\bar{P} = 142,8$	0,2514	45	50	55	57	60
2		$\bar{P}_2 = 196,9$	0,045	55	60	65	72	77
3		$\bar{P}_3 = 273,8$	0,0036	75	85	90	100	110
4	Порожнее	$\bar{P}_1 = 37,3$	0,1676	10	11	12	15	16
5		$\bar{P}_2 = 51,4$	0,03	15	18	19	21	22
6		$\bar{P}_3 = 182,7$	0,0024	50	55	60	70	75
7	Груженое	$\bar{P}_1 = 142,8$ $Q = 21,7$	0,2514	48	53	60	64	69
8		$\bar{P}_2 = 196,9$ $Q = 21,7$	0,045	60	70	78	82	92
9		$\bar{P}_3 = 273,8$ $Q = 21,7$	0,0036	80	90	100	110	120
10	Порожнее	$\bar{P}_1 = 37,3$ $Q = 5,67$	0,1676	10	12	15	17	18
11		$\bar{P}_2 = 51,4$ $Q = 5,67$	0,03	15	19	21	22	24
12		$\bar{P}_3 = 182,7$ $Q = 5,67$	0,0024	55	60	67	73	76

Примечание – \bar{P}_1 – для колеса без дефекта на поверхности катания; \bar{P}_2 – для колеса с ползуном; \bar{P}_3 – для колеса с неравномерным прокатом.

В таблице 1 указаны средние напряжения Мизеса, рассчитанные с помощью программы SolidWorks/Simulation.

В [2] рассчитаны действующие на колесо вертикальные P и поперечные Q нагрузки которые действуют в эксплуатации, с учетом состояния колеса (без дефектов, с ползуном, с неравномерным прокатом), движением колеса в любом состоянии за период срока службы, состояния вагона (см. таблицу 1).

Используя данные таблицы 1, коэффициент запаса прочности колеса в зоне сопряжения диска с ободом рассчитывается по формуле.

$$\sigma_{\text{аз}} = \sqrt[m]{\frac{N_c}{N_0} \cdot \frac{0,5}{1+k_n}} \cdot \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{12} \frac{\lambda_j}{\sqrt{2\pi S_{\sigma_{ij}}}} \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \sigma^m e^{-\frac{(\sigma-\sigma_j)^2}{2S_{\sigma_{ij}}^2}} d\sigma, \quad (1)$$

где m – показатель степени кривой усталости колес, $m = 9$; N_0 – базовое число циклов, $N_0 = 108$; N_c – суммарное число циклов действия вертикальной нагрузки за расчетный срок службы колеса, $N_c = 30 \cdot 108$; S_{\min} , S_{\max} – минимальные и максимальные значения амплитуд напряжений в расчетной зоне; j – номер блока нагрузок; i – порядковый номер варианта расчетной толщины обода; k_n – коэффициент порожнего пробега вагона; $n = 5$ – число вариантов толщин обода колеса с учетом обточек при ремонте; λ_j – доля движения колеса без дефектов, с ползуном и неравномерным прокатом в общем пробеге колеса, соответственно $\lambda_1 = 0,838$; $\lambda_2 = 0,150$; $\lambda_3 = 0,012$; $\bar{\sigma}_{ij} = \sigma \bar{P}_j \left(1 + 0,683 \frac{\bar{Q}_j}{\bar{P}_j}\right)$ – среднее значение

напряжения в блоке; $S_{\sigma_{ij}} = \sigma S_{P_j} \left(1 + 0,683 \frac{S_{Q_j}}{S_{P_j}}\right)$ – среднеквадратичное отклонение в блоке.

Среднеквадратичные отклонения, рассчитанные по [1], составили: $S_{P_1} = 26,5$ кН – для колеса без дефектов; $S_{P_2} = 21,2$ кН – для колеса с ползуном; $S_{P_3} = 62,7$ кН; $S_Q = 14,2$ кН.

Результат расчёта без остаточных технологических напряжений колеса $n = 2,06$, что превышает допустимое значение $n = 2,0$ [2]. Учет остаточных технологических напряжений колеса снижает его коэффициент запаса прочности до $nr = 1,2$, что может служить причиной его излома от неучтенных в нормах нагрузок в эксплуатации.

Предложенная методика расчета коэффициента запаса прочности актуальна только для зоны перехода диска в обод [3].

Учитывая тот факт, что в эксплуатации имеются отказы колес вагонов, связанные с появлением усталостных трещин в зоне перехода диска в обод до окончания назначенного срока службы, то следует учитывать остаточные технологические напряжения в расчетах колес на прочность от действия динамических нагрузок.

Список литературы

- 1 Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – 1996. – С. 289–292.
- 2 Результаты расчета коэффициента запаса прочности колеса с коническим диском тележки грузового вагона с помощью Mathcad / А. В. Якушев, А. Е. Архипова, Р. М. Гетманец // Науковедение. – 2014. – № 5. – С. 1–11.
- 3 Остаточные напряжения в цельнокатаных колесах после упрочняющей обработки / И. А. Иванов [и др.] // Известия ПГУПС. – 2016. – № 3. – С. 337–343.