

**Список литературы:** 1. Дубнищев Ю.Н., Ринкевичус Б.С. Методы лазерной доплеровской анемометрии. – М.: «Наука», 1982. – 304 с. 2. Дюррранн Т., Грейтшид К. Лазерные системы в гидромеханических измерениях. – М.: «Энергия», 1980. – 336 с. 3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: «Наука», 1978. – 735 с. 4. Кулаков С.В. Акустооптические устройства спектрального и корреляционного анализа сигналов. – Л.: «Наука», 1978. – 144 с. 5. Тимошенко С.П., Дж.Гудьяр Теория упругости. – М.: «Наука», 1975. – 575 с. 6. Товасянский Л.Л., Никитин А.М. и др. Исследование гидродинамики турбулентных потоков в моделях пластинчатых теплообменников. // Тезисы докладов всесоюзной научной конференции «Повышение эффективности, совершенствование процессов и аппаратов химических производств» 11-13 июня 1985 г. – Харьков, 1985. – С. 46-47. 7. Васильев А.А., Касасент Д. и др. Пространственные модуляторы света. – М.: «Радио и связь», 1987. – 320 с. 8. Мустель Э.Р., Парыгин В.Н. Методы модуляции и сканирования света. – М.: «Наука», 1970. – 295 с.

*Поступила в редакцию 05.04.2003*

УДК 625.2.012.3

*А.В.ЩЕПКИН, А.Г.АНДРЕЕВ*, канд. техн. наук

## **ИССЛЕДОВАНИЕ НДС БИМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ВАГОННОГО КОЛЕСА ПРИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗКАХ**

Досліджується напружено-деформований стан експериментального біметалічного вагонного колеса при технологічних навантаженнях, обумовлених з'єднанням з натягом частин колісної пари тепловим способом, і в процесі експлуатації при взаємодії з рейкою та при нагріванні бандажа під час гальмування.

This work is devoted to the research of the stress-strain state of an experimental bimetallic carload of the railway car during thermal assembly, optimization of a temperature field in a wheel during its heating for its fitting on to an axis, while in service during interaction with a rail and during heating of bandage during braking.

Колесная пара является наиболее ответственным узлом железнодорожного подвижного состава. Будучи неподрессоренной, она оказывает существенное динамическое воздействие на рельс. Повышении скоростей движения на железных дорогах и нагрузок на ось требует снижения динамических нагрузок. Это может быть достигнуто снижением массы колесных пар, уменьшением жесткости колеса в радиальном направлении при сохранении существующей жесткости в осевом [1].

Данная работа посвящена исследованию напряженно-деформированного состояния (НДС) экспериментального биметаллического вагонного колеса (рис. 1), состоящего из дюралюминиевого колесного центра и стального бандажа, соединенных сваркой, и сравнению характеристик такого колеса с параметрами стандартного цельнокатаного вагонного колеса (рис. 2). Масса стандартного колеса составляет 365 кг, биметаллического колеса – 325 кг, что позволяет снизить массу неподрессоренной части тележки вагона.

Соединение колеса с осью посадкой с натягом осуществляется путем технологического нагрева ступицы колеса, в связи с чем возникает необходимость исследования напряженно-деформированного состояния элементов колесной пары при их тепловой сборке. В процессе эксплуатации колесо находится под действием сложной комбинации нагрузок: контактных напряжений в результате соединения с натягом колеса с осью; вертикального, осевого и окружного усилий в месте соприкосновения колеса с рельсом; нестационарных температурных полей с большими градиентами вследствие интенсивного нагрева поверхности бандажа по кругу катания при торможении.

Для расчета НДС колеса был применен МКЭ [2], исследуемая деталь аппроксимируется тороидальными КЭ треугольного поперечного сечения с тремя узлами. Для учета неосесимметричных нагрузок применяется разложение в ряд Фурье величин, переменных в окружном направлении [3].

Исследование колеса предполагает следующие этапы:

- расчет НДС колеса при нагреве ступицы для последующей посадки на ось;
- подбор оптимальных режимов нагрева;
- расчет НДС колеса, посаженного с натягом на ось под действием следующих эксплуатационных нагрузок: нагрев бандажа колеса при торможении, действие вертикальной и боковой составляющей силы контакта с рельсом;
- сравнение характеристик обоих типов колес.

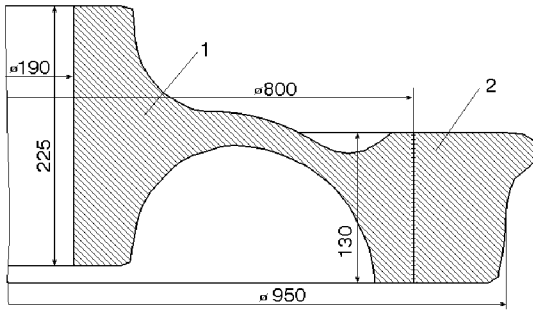


Рис. 1. Биметаллическое вагонное колесо; 1 – колесный центр, 2 – бандаж.

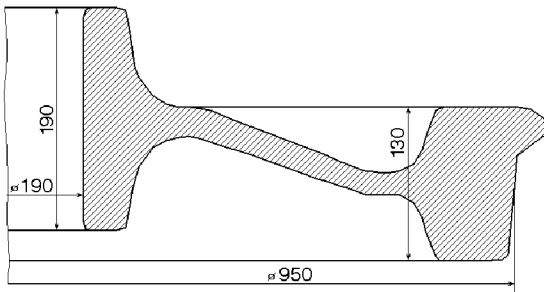


Рис. 2. Стандартное цельнокатаное вагонное колесо

Характеристики материала бандажа и колесного центра биметаллического вагонного колеса приведены в табл. 1.

Расчеты напряженно-деформированного состояния стандартного вагонного колеса, обусловленного индукционным нагревом ступицы под сборку (рис. 3) и посадкой колеса на ось, показали наличие существенных пластических деформаций в дисковой части колесного центра. Неравномерное температурное поле, возникающее в колесе при торможении колодочными тормозами (рис. 4), может привести к частичному снятию натяга в соединении колеса с осью.

Таблица 1. Характеристики материала биметаллического колеса

№	Название, единица измерения	Бандаж	Колесный центр
1	Модуль упругости E, МПа	$2,1 \cdot 10^5$	$0,71 \cdot 10^5$
2	Коэффициент Пуассона $\nu$	0,33	0,3
3	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	350	200
4	Коэффициент температурного расширения $\alpha$ , град <sup>-1</sup>	$11,9 \cdot 10^{-6}$	$12,2 \cdot 10^{-6}$
5	Удельный вес $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	7800	2640
6	Удельная теплоемкость $c$ , Дж/кг · град	460	922

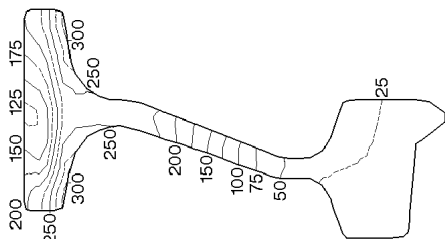


Рис. 3. Экспериментально полученное распределения температуры в колесе при его нагреве под посадку на ось [5], °C

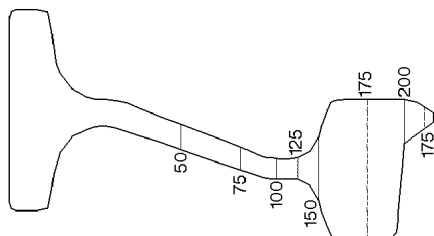


Рис. 4. Распределение температуры в колесе при нагреве бандажа при торможении [6], °C

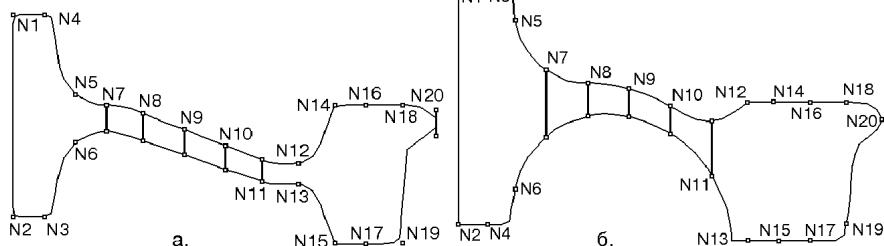


Рис. 5. Схема расположения точек задания температуры в колесе при оптимизации температурного поля для стандартного (а) и биметаллического колеса (б)

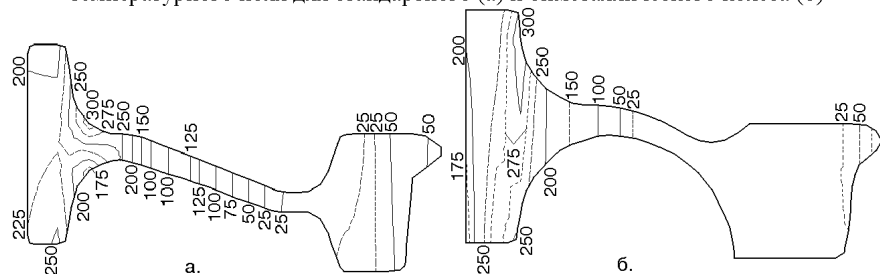


Рис. 6. Оптимальные температурные поля для стандартного (а) и биметаллического колеса (б) при нагреве ступицы под посадку на ось, °C

Поэтому целью оптимизации при технологическом нагреве колеса является поиск такого распределения температуры, которое, обеспечивая технологически заданное расширение отверстия ступицы  $u_{CT} \leq 0,2 \cdot 10^{-3}$  м, миними-

зирует количество тепла  $W$ , сообщенное колесу при ограничении уровня напряжений  $\sigma_e \leq \sigma_T$  и температурного диапазона:  $20^\circ \leq T \leq 320^\circ$ . Для решения поставленной задачи использовался метод прямого поиска, не требующий вычисления производных исследуемой функции – метод комплексов [4].

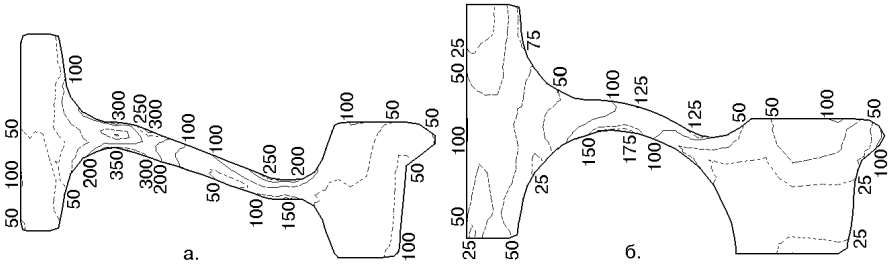


Рис. 7. Эквивалентные напряжения  $\sigma_e$  для стандартного (а) и биметаллического колеса (б) при нагреве ступицы под посадку на ось, МПа

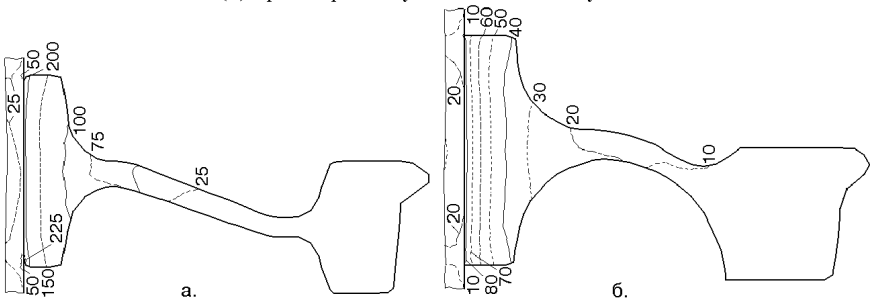


Рис. 8. Эквивалентные напряжения  $\sigma_e$  в стандартном (а) и биметаллическом колесе (б), обусловленные посадкой с натягом на ось, МПа

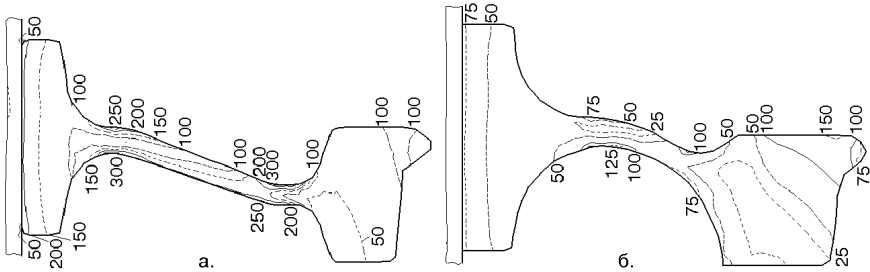


Рис. 9. Эквивалентные напряжения  $\sigma_e$  в стандартном (а) и биметаллическом колесе (б), возникающие при нагреве бандажа при торможении, МПа

Проводился поиск оптимальных режимов нагрева при задании функции  $T(r,z)$  в 20 точках поперечного сечения колеса и изменении ее в промежуточных точках по линейному закону (рис. 5). На рис. 6 представлены оптимальные температурные поля для каждого типа колеса при нагреве ступицы под посадку на ось, на рис. 7 – распределение напряжений  $\sigma_e$ . Расход энергии на технологический нагрев стандартного колеса составляет при существующем

режиме нагрева 9,143 МДж; оптимальное температурное поле требует 9,668 МДж для стандартного и 8,166 для биметаллического колеса.

На рис. 8 показано распределение эквивалентных напряжений  $\sigma_e$  в поперечном сечении для каждого из типов колеса, обусловленных их посадкой на ось с натягом  $0,1 \cdot 10^{-3}$  м (по радиусу). На рис. 9 представлены напряжения  $\sigma_e$ , возникающие при нагреве бандажа при торможении с учетом напряжений от посадки с натягом. На рис. 10, 11 показаны напряжения  $\sigma_e$ , обусловленные вертикальной  $F_R$  и боковой  $F_Z$  составляющими реакции рельса величиной 100 и 30 кН соответственно, приложенными на поверхности катания колеса. В табл. 2 приведены данные о перемещении поверхности катания и в радиальном R и осевом Z направлениях под действием вертикальной и боковой составляющих реакции рельса в плоскости приложения силы. Положение осей координат см. рис. 10,11.

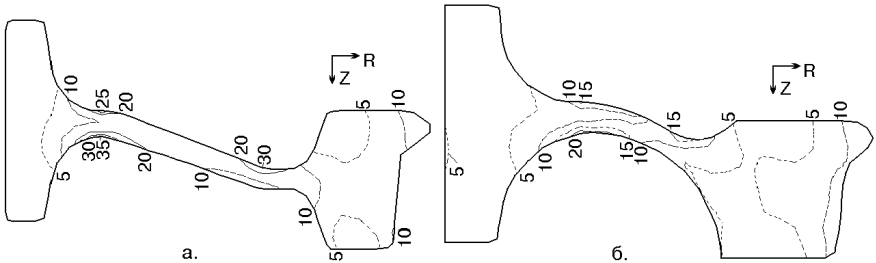


Рис. 10. Эквивалентные показаны напряжения  $\sigma_e$ , обусловленные вертикальной составляющей реакции рельса величиной 100 кН, МПа

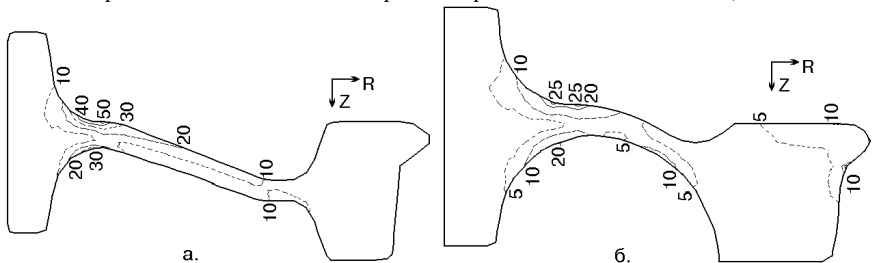


Рис. 11. Эквивалентные показаны напряжения  $\sigma_e$ , обусловленные боковой составляющей реакции рельса величиной 30 кН, МПа

Таблица 2. Перемещение поверхности катания колеса под действием силы реакции рельса

Тип нагрузки	Тип колеса	$u_R \cdot 10^6, \text{ м}$	$u_Z \cdot 10^6, \text{ м}$
Вертикальная составляющая реакции рельса $F_R = 100 \text{ кН}$	стандартное	-38	174
	биметаллическое	19	-320
Боковая составляющая реакции рельса $F_Z = 30 \text{ кН}$	стандартное	-77	240
	биметаллическое	47	-303

В работе выполнено исследование напряженно-деформированное состояние стандартного и биметаллического вагонного колеса при сборке колесной пары и при эксплуатационных нагрузках, а также оптимизация техно-

логического нагрева.

Существующий режим нагрева стандартного колеса не обеспечивает выполнение ограничений по расширению отверстия ступицы и по напряжениям; наличие пластических деформаций при сборке снижает прочность соединения с натягом колеса и оси. Оптимальный нагрев обеспечивает примерно такой же расход энергии, как и существующий режим нагрева, при выполнении всех ограничений и отсутствии пластических деформаций.

Применение биметаллического колеса приведет к снижению динамических нагрузок на рельс, так как все колесной пары снижается на 80 кг, жесткость биметаллического колеса в радиальном направлении составляет 49 % от жесткости стандартного. Жесткость биметаллического колеса в осевом направлении практически совпадает с жесткостью стандартного колеса.

**Список литературы:** 1. *Никольская Э.Н., Гречищев Е.С.* Влияние средних напряжений цикла на усталостную прочность колес подвижного состава // Вестник ВНИИ железнодорожного транспорта. – Коломна, 1976, № 3. – С. 13-15. 2. *Образцов И.Ф., Савельев Л.М., Хазанов Х.С.* Метод конечных элементов в задачах строительной механики летательных аппаратов. – М., Высшая школа, 1985. – 392 с. 3. *Зенкевич О.* Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с. 4. *Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К.* Оптимизация в технике: в 2-кн. Кн. 2. – М.: Мир, 1986. – 320 с. 5. *Andreev A.G., Scepkin A.W., Langwitz F.* Untersuchung von Spannungen und Deformationen in Eisenbahnradern infolge induktiver Erwärmung bei der Montage. – Technische Mechanik, Вн. 15, Н. 4 1995. – S. 271-280. 6. *Никольская Э.Н., Гречищев Е.С., Герасимова А.К.* Исследование температурного и напряженного состояний цельнокатаного тепловозного колеса // Труды ВНИИ железнодорожного транспорта. – М.: 1970, № 34. – С. 184-197.

*Поступила в редколлегию 08.05.2003*

УДК 539.3

**Е.Г.ЯНЮТИН**, д-р техн. наук, НТУ «ХПИ»; **А.В.ВОРОПАЙ**, ХНАДУ

## **УПРАВЛЕНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ МЕМБРАНЫ**

Пропонується спосіб керування нестационарними коливаннями прямокутної мембрани завдяки прикладенню додаткового керуючого навантаження, закон зміни за часом якого вважається невідомим. Поставлена задача зводиться до інтегрального рівняння Вольтера I роду, яке розв'язується чисельно з використанням метода регуляризації А. М. Тихонова. Наведено приклад гашення коливань у конкретній точці на мембрані.

The method of controlling non-stationary vibrations of rectangular membrane is presented. The control is based on loading the membrane by additional controlling force, whose function of change in time is unknown. The problem is reduced to the first-kind Volterra integral equation, which is solved numerically by Tikhonov regularization method. Example of the vibrations eliminating in one of the membrane points is considered.

Предположим, что на мембрану в заданной точке воздействует сосредоточенная импульсная нагрузка, закон изменения во времени которой известен и которая вызывает нестационарный колебательный процесс. На