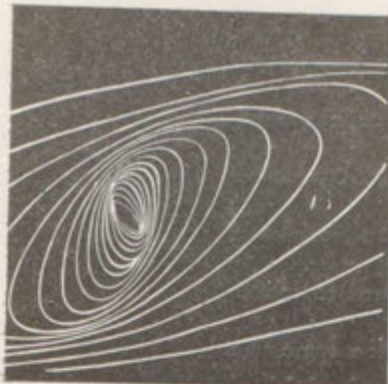


ISSN 0556-171X



**ПРОБЛЕМЫ ИО
ПРОЧНОСТИ 1990**





ПРОБЛЕМЫ ПРОЧНОСТИ

Всесоюзный научно-технический журнал
Института проблем прочности АН УССР
Основан в июле 1969 г. Выходит ежемесячно

№ 10 [256] октябрь 1990 г.

Киев Наукова думка



C-636

Содержание

Научно-технический раздел

- БОРОДАЧЕВ Н. М., КАЗАРИНОВ Ю. И. Теоретический способ определения предельного состояния пластины с отверстием 3
- ПУСТОВОЙ В. Н. Циклическая низкотемпературная трещиностойкость конструкционных сталей и сварных соединений металлоконструкций 8
- БОБЫРЬ Н. И., ГРИГОРЬЕВ И. Н., МУКОИДА О. Н., ШУКАЕВ С. Н. Сопротивление деформированию и предельное состояние конструкционных материалов при сложном малоцикловом деформировании 11
- СИНАЙСКИЙ Б. Н. О температурно-частотной интерполяции и экстраполяции сопротивления многоциклового усталости 16
- МИХОДУЙ Л. И., КАСАТКИН С. Б., ПОЗНЯКОВ В. Д., КОГУТ Д. М. Сопротивление усталости сварных соединений высокопрочной стали 14X2ГМР, выполненных ручной электродуговой сваркой 19
- КУКЛИНА О. В., МАРГОЛИН Б. З. Физико-механическая модель разрушения при ползучести 23
- НОВОГРУДСКИЙ Л. С., ЛИМАНСКИЙ И. В., КОПАНЕВ А. А. К методике вычисления работы деформирования при определении характеристик трещиностойкости 29
- ЧЕПОВЕЦКИЙ Г. И., ДУБ С. Н., ИДЕСМАН А. В. Создание исходной трещины в твердосплавном образце 32
- ЖУРАВЛЕВ Г. И., БОРИСЕНКО А. А. Влияние некоторых технологических факторов на прочность металлостеклянного спая 35
- ГОЛУБ Т. В., КАШЕВСКАЯ О. Н. Механизмы микропластической деформации при знакопеременном нагружении в килогерцевом диапазоне частот 38
- КОЗЛОВ А. В., МОРДЮК Н. С., СЕЛИЦЕР С. И. Прочностные и пластические характеристики металлов при однонаправленной деформации с одновременным наложением ультразвука 40
- ЗНАЧКОВСКИЙ О. Я., ИЗАРОВ М. А. Влияние скорости нагружения на сопротивление разрушению экономнолегированных сталей при низких температурах 43
- ТИХОНОВ Л. В., ГОНТАРЕВА Р. Г., БАЗЕЛЮК Г. Я., ТАРАСЕНКО Л. В. Изменение структуры сплава ВТ22 при комбинированном воздействии ультразвукового облучения и термоциклической обработки 47
- РУДАЕВ Я. И. О фазовых переходах в сверхпластичности 50
- БОРИСЕНКО В. А., ТРОЯНСКИЙ А. И. О неоднозначности температурных зависимостей характеристик упругости материалов на примере никеля и германия 54

Напряженно-деформированное состояние цельнокатаных железнодорожных колес

Разработана методика расчета железнодорожных колес, основанная на применении полуаналитического МКЭ, которая позволяет учитывать как усилия контактного взаимодействия колеса с рельсом, так и технологический натяг при запрессовке колес.

Одним из наиболее эффективных методов, обеспечивающих повышение надежности и долговечности железнодорожных колес, является усовершенствование их конструкции. Суть метода состоит в снижении знакопеременных напряжений при заданном уровне внешних нагрузок, что может быть достигнуто путем математического моделирования формы колеса. При этом необходима эффективная методика расчета железнодорожных колес, так как проведение модельных, а тем более натурных их испытаний затруднительно и осуществимо лишь на заключительном этапе исследований.

В настоящее время для расчета железнодорожных колес широко применяют метод конечных элементов (МКЭ), который позволяет учесть сложную геометрию колеса, условия нагружения и закрепления его, а также различные технологические и эксплуатационные факторы, влияющие на колесо.

В данной работе для расчета железнодорожных колес предложено использовать полуаналитический МКЭ. Подробно методика расчета описана ранее [1].

Анализ доступных авторам источников информации показал, что необходимо знать погрешность конечноэлементных расчетных схем, применяемых для расчета железнодорожных колес. Установлено [2], что основная погрешность в расчете возникает из-за вытянутости конечных элементов при дискретизации диска колеса, а также при недостаточном количестве членов ряда Фурье, которые учитываются в разложении перемещений. Методом конечных элементов решен ряд задач для плоского диска кранового колеса, в которых выполнено тестирование конечноэлементной методики на аналитических решениях [3].

На рис. 1 представлена конечноэлементная (КЭ) дискретизация железнодорожного колеса [4]. Показана часть КЭ сетки в радиальном сечении колеса. Профиль задается численно по координатам точек, лежащих на контуре. Вычислительная программа осуществляет построение КЭ сетки, для чего проводится линейная интерполяция координат узлов (узловых окружностей). Для изображенных на рис. 1 треугольных симплекс-элементов определяются матрицы жесткости, используемые при составлении путем

сборки глобальной матрицы жесткости $[K]$. Разрешающее уравнение в матричном виде записываем так:

$$[K]\{\delta\} = \{F\}, \quad (1)$$

где $\{\delta\}$ — вектор узловых перемещений; $\{F\}$ — вектор узловых сил. В случае применения описанного [1] полуаналитического МКЭ разрешающее уравнение (1) распадается на L уравне-



Рис. 1. Конечноэлементная дискретизация железнодорожного колеса. (Конечноэлементная сетка дисковой части колеса не приведена из-за разрешающей способности экранной графики.)

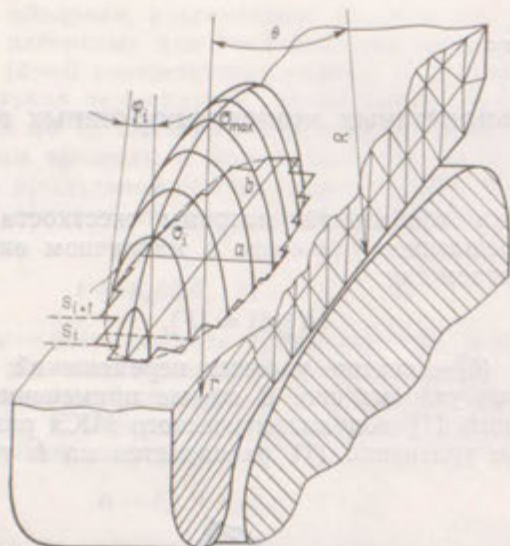


Рис. 2. Схема контактного взаимодействия пары колесо-рельс и аппроксимации контактных напряжений.

ний меньшей размерности:

$$\{K^{nn}\} \{\delta^n\} = \{F^n\}, \quad n = 0, 1, \dots, L, \quad (2)$$

где n — номер гармоники. При этом размерность каждого уравнения (2) равна $3N$.

Для решения уравнений необходимо задать граничные условия. Определим граничные условия в контактной области. Пусть на поверхности катания колеса действует распределенная поверхностная нагрузка: нормальная $p(s, \theta)$, касательная вдоль образующей $q(s, \theta)$ и перпендикулярно к ней $t(s, \theta)$. В качестве координаты s принята длина дуги, отсчитываемая по образующей поверхности катания, θ — центральный угол колеса. Если окружностями $s = s_0, s = s_1, \dots, s = s_k$, где индекс соответствует номеру i контактного узла, разбить контактную область на полосы, то поверхностная нагрузка p, q, t может быть в каждой полосе $s_i \leq s \leq s_{i+1}$ аппроксимирована функциями одной координаты $p_i(\theta), q_i(\theta), t_i(\theta)$. Тогда с учетом известных данных [1] для векторов узловых сил в i -м узле запишем

$$\{F_i^n\} = \pi r_i \Delta_i \begin{Bmatrix} p_i^n \cos \alpha_i - q_i^n \sin \alpha_i \\ p_i^n \sin \alpha_i + q_i^n \cos \alpha_i \\ t_i^n \end{Bmatrix} \quad \text{при } n = 1, 2, \dots, L; \quad (3)$$

$$\{F_i^0\} = 2\pi r_i \Delta_i \begin{Bmatrix} p_i^0 \cos \alpha_i - q_i^0 \sin \alpha_i \\ p_i^0 \sin \alpha_i + q_i^0 \cos \alpha_i \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \text{при } n = 0, \quad (4)$$

где Δ_i — длина дуги $s_i \leq s \leq s_{i+1}$; α_i — угол между нормалью к контактной поверхности в i -м

узле и радиусом r_i ; p_i^n, q_i^n, t_i^n — коэффициенты разложения нагрузки в ряд Фурье,

$$p_i^n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} p_i(\theta) \cos n\theta d\theta, \quad n = 1, 2, \dots, L; \quad (5)$$

$$q_i^n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} q_i(\theta) \cos n\theta d\theta, \quad n = 1, 2, \dots, L; \quad (6)$$

$$t_i^n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} t_i(\theta) \sin n\theta d\theta, \quad n = 1, 2, \dots, L; \quad (7)$$

$$p_i^0 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} p_i(\theta) d\theta; \quad (8)$$

$$q_i^0 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} q_i(\theta) d\theta. \quad (9)$$

Рассмотрим случай Герцевского контактного нагружения, т. е. в цилиндрической системе координат колеса для контактных напряжений на поверхности контакта колеса можно записать

$$p(s, \theta) = \sigma_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{R\theta}{a}\right)^2 - \left(\frac{s}{b}\right)^2}; \quad (10)$$

$$q(s, \theta) = t(s, \theta) = 0, \quad (11)$$

где R — радиус поверхности катания; a, b — полуоси контактного эллипса; σ_{\max} — максимальные контактные напряжения (могут быть взяты по данным [5]).

На рис. 2 показана аппроксимация напряжений по формуле (10). В полосе $s_i \leq s \leq s_{i+1}$ напряжения $p_i(\theta)$ имеют вид

$$p_i(\theta) = \sigma_i \sqrt{1 - \left(\frac{\theta}{\Phi_i}\right)^2}. \quad (12)$$

Очевидно, что

$$q_i(\theta) = t_i(\theta) = 0. \quad (13)$$

Тогда по формулам (5) — (9) получим

$$p_i^0 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\Phi_i}^{\Phi_i} \sigma_i \sqrt{1 - \left(\frac{\theta}{\Phi_i}\right)^2} d\theta = \frac{\sigma_i \Phi_i}{4}; \quad (14)$$

$$p_i^n = \frac{1}{\pi} \int_{-\Phi_i}^{\Phi_i} \sigma_i \sqrt{1 - \left(\frac{\theta}{\Phi_i}\right)^2} \cos n\theta d\theta = \frac{\sigma_i}{n} J_1(n, \Phi_i), \quad (15)$$

$$n = 1, \dots, L;$$

$$q_i^n = t_i^n = 0, \quad n = 0, 1, \dots, L. \quad (16)$$

В выражении (15) J_1 — функция Бесселя первого рода. Таким образом, граничные условия в зоне контакта сформулированы.

Для всех задач в конечноэлементной постановке с целью исключения смещения рассматриваемой области как жесткого целого необходи-

мо задать часть граничных условий в перемещениях. Такие условия, которые могут быть заданы на внутренней поверхности ступицы колеса, должны учитывать запрессовку колеса на оси с технологическим натягом δ . Радиальное перемещение u на внутренней поверхности ступицы может быть определено из соотношения [5]

$$u = \frac{pd}{2E} \left(\frac{1+k^2}{1-k^2} + \nu \right), \quad (17)$$

где p — среднее посадочное давление; k — отношение внутреннего диаметра ступицы d к наружному; ν — коэффициент Пуассона; E — модуль Юнга. В формуле (17) не учтено влияние диска колеса на ступицу. Для нахождения величины p запишем следующую формулу, в которой принято, что колесная ось является сплошной, а также равенство упругих характеристик колеса и оси:

$$p = \frac{E\delta}{d \left[\kappa(1-\nu) + \left(\frac{1+k^2}{1-k^2} + \nu \right) \right]}, \quad (18)$$

где κ — коэффициент, зависящий от отношения длины загруженного участка ступицы к диаметру оси и равный отношению действительного среднего перемещения к перемещению, определяемому по решению Ляме. Тогда для вектора узловых перемещений в i -м узле можно задать следующие граничные условия:

$$\{\delta_i^0\} = \begin{Bmatrix} u \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \quad \{\delta_i^r\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad n = 1, 2, \dots, L. \quad (19)$$

В качестве примера выполнен расчет колеса [4], нагруженного вертикальным усилием, равным $1,23 \cdot 10^5$ Н, т. е. максимальным статическим усилием. В случае взаимодействия данного колеса с рельсом Р65 полуоси контактного эллипса $a=0,76$ см, $b=0,733$ см. Максимальные контактные напряжения σ_{\max} по кругу катания радиусом $R=47,5$ см равны 1071 МПа. Приняты во внимание и технологические напряжения, возникающие в колесе при запрессовке на ось с натягом $\delta=0,25$ мм. Геометрические и механические характеристики колеса следующие: $d=19,0$ см, $k=0,73$, $E=1,96 \cdot 10^5$ МПа, $\nu=0,3$. В соответствии с ними найдено значение κ , равное 0,92 [5]. Параметры расчетной схемы таковы: количество узлов — 1600, элементов — 2862, членов ряда Фурье — 8.

Рис. 3 иллюстрирует напряженное состояние в вертикальном сечении колеса. Приведены графики радиальных σ_{rr} (сплошная линия) и окружных $\sigma_{\theta\theta}$ (штриховая линия) напряжений по наружной и внутренней поверхностям колеса для указанного сечения. Максимальные растягивающие напряжения $\sigma_{\theta\theta}$, достигающие 215 МПа, локализованы в ступице и приступичной части диска и обусловлены натягом колеса при его за-

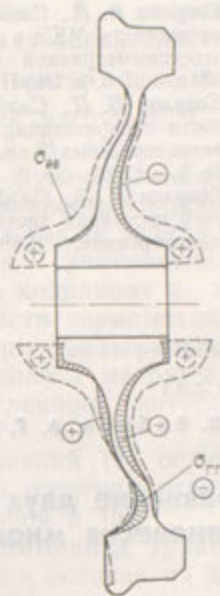


Рис.3. Распределение напряжений по контуру (показан жирной линией) колеса в вертикальном сечении.

прессовке. Для них, что очевидно, характерно осесимметричное распределение. Напряжения σ_{rr} распределяются несимметрично, их максимальный уровень (-102 МПа) отмечается в нижней части колеса в зоне перехода от диска к ступице. Величина напряжений σ_{rr} и $\sigma_{\theta\theta}$ значительно меньше предела текучести для колесной стали (650...680 МПа). Следовательно, за исключением контактной области, все колесо работает в упругой области. Однако самые опасные для длительной работы колеса — напряжения σ_{rr} , поскольку наиболее нагруженная зона в верхней части существенно разгружается, т. е. данные напряжения при работе колеса имеют циклический характер. Этот вывод подтверждают факты усталостного разрушения колес в процессе эксплуатации.

Таким образом, разработана эффективная методика расчета железнодорожных колес, основанная на применении МКЭ, которая позволила учесть как усилия, возникающие при взаимодействии колеса с рельсом, так и технологический натяг при запрессовке колеса на ось. Центробежные напряжения, появляющиеся при вращении колеса для существующих в настоящее время скоростей движения поездов, незначительны ($< 1\%$). Термические и динамические напряжения в колесе будут учтены в дальнейшем, что вполне достижимо с помощью конечноэлементной расчетной схемы.

Summary

A procedure is developed to calculate railway wheels which is based on application of the semi-analytical method of finite elements. It gives a possibility to take into account both the force of contact wheel-rail interaction and technological tension in wheel pressing in.

1. Есаулов В. П., Сладковский А. В. Применение полуаналитического МКЭ к расчету тел вращения под действием неосесимметричной нагрузки.— Днепропетровск, 1989.— 18 с.— Деп. в УкрНИИНТИ 02.01.89, № 14.
2. Есаулов В. П., Сладковский А. В. Определение погрешности дискретизации при конечноэлементном расчете железнодорожных колес // Пробл. прочности. — 1990. — № 5. — С. 92—95.
3. Есаулов В. П., Сладковский А. В. К расчету напряженного состояния дисков крановых колес // Изв. вузов. Машиностроение.— 1989.— № 12.— С. 98—103.

4. А. с. 885083 СССР, МКИ³ В 60 В 3/06. Колесо для колесной пары рельсового транспортного средства / В. П. Есаулов, А. Т. Есаулов, А. А. Алимов и др.— Оpubл. 30.11.81. Бюл. № 44.
5. Расчеты на прочность в машиностроении / С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев и др.— М.: Машгиз, 1958.— Т. 2.— 974 с.

Днепропетр. металлург. ин-т

Поступила 12.03.90