



ВІСНИК

**Східноукраїнського
національного
університету
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

**Технічні науки
Серія Транспорт**

1

**№6(52)
2002**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

ВІСНИК

**Східноукраїнського
національного університету
імені Володимира Даля**

№ 6(52)

Технічні науки

1

Видавництво СНУ ім. В. Даля
Луганськ - 2002

Загорский М.В., Никифоров Н.И., Симонов В.А.	Исследование влияния параметров механизма радиальной установки колесных пар на ходовую динамику тепловоза	65
Маслиев В.Г.	Динамика локомотива с устройством для радиальной установки колесных пар в кривых	69
Винник Л.В.	Исследование движения деформируемого колеса дифференциального вращения (кдв) на основе теории крипа	75
Беляев А.И., Евстратов А.С.	Выбор эффективного демпфирования колебаний локомотивов	88
Донченко А.В., Антонюк В.Г.	Перспективы створення та удосконалення ходових частин рухомого складу	91
Горбунов Н.И.	Научные основы и практическая реализация системных принципов создания ходовой части рельсового экипажа	93
Сладковский А., Ситаж М., Сладковская О.	Численное определение напряжений в железнодорожных колесах для различных видов нагружения	97
Коссов В.С., Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Галичев А.Г.	Влияние смазывания рельсов в кривых на сопротивление движению и взаимодействие колес грузового тепловоза с рельсами	102
Винник Л.В., Бурчак Г.П.	Применение теории открытых динамических систем для оценки устойчивости движения рельсовых экипажей	108
Осенин Ю. И., Соснов И. И.	Математическая модель процесса абразивного изнашивания пары трения колесо – рельс в условиях высоких контактных давлений	113
Кобищанов В.В., Синицын В.В.	Расчетная оценка прочности и устойчивости гофрированной обшивки кузовов вагонов	119
Фридберг А.М.	Универсальный стенд для испытаний моделей колесных пар транспортных средств	124
Морозов А. М., Стецко С. М.	Методика определения коэффициентов тормозного нажатия при проектировании моторвагонного подвижного состава	127
Старченко В. Н., Шевченко С. И., Полупан Е. В.	Анализ кинематической схемы тормозного устройства для транспортных машин с дополнительной степенью подвижности тормозных колодок	132

Сладковский А., Ситаж М., Сладковская О.

ЧИСЛЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕСАХ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ НАГРУЖЕНИЯ

В статье представлены методики расчета и результаты исследований напряженного состояния цельнокатаных железнодорожных колес различных конструкций. В основу расчетов положено решение осесимметричных и трехмерных задач для колес с различной геометрией дисков при помощи метода конечных элементов.

Железнодорожные колеса являются предметом исследований механиков на протяжении многих лет. Это обусловлено тем, что сама задача расчета напряженно – деформированного состояния колес является весьма сложной. При таком расчете необходимо учесть большое число внешних и внутренних факторов, влияющих на колеса. К ним относятся контактные силы, возникающие вследствие взаимодействия пары колесо – рельс. Термическое воздействие на рабочую поверхность колес в процессе торможения. Усилия, обусловленные технологией производства колес, формирования колесных пар (запрессовка), ремонта (обточка). Каждый из указанных факторов должен быть предметом анализа. Можно еще вспомнить внутренние напряжения, обусловленные воздействием центробежных сил, однако для скоростей движения не превышающих 120 км/час, ими можно пренебречь.

Метод конечных элементов в настоящее время является одним из наиболее популярных методов решения задач математической физики, в т.ч. и задач механики железнодорожного транспорта. Относительная простота метода, наличие универсальных пакетов прикладных программ, развитие вычислительной техники и др. обусловили тот факт, что МКЭ широко использован многими авторами (см. например, [1,2]) для анализа НДС вагонных колес. При этом недостатком многих работ является использование КЭ сеток, у которых по толщине дисковой области присутствует один или два элемента. Как показано авторами в статье [3] погрешность решения в этом случае может превосходить 25 – 50%. Очевидно, что такая малая дискретизация обусловлена тем, что увеличение дискретности сетки влечет за собой увеличение числа степеней свободы модели и, соответственно, увеличение времени расчета на компьютере, которое растет почти по квадратичной зависимости.

Этим обусловлено то, что для трехмерных задач определения напряженного состояния железнодорожных колес приходится большое внимание уделять качеству дискретизации рассматриваемой модели. Однако даже наиболее рационально подобранные модели с правильным (с учетом точности решения) выбором КЭ сетки позволяют проводить анализ напряженного состояния только в рамках линейной постановки. Для решения нелинейных задач (например, учет пластичности или термоупругости) приходится уменьшать дискретность модели, что ведет к снижению точности получаемого решения. Для ряда задач может быть найдено решение описанной проблемы следующим образом. Нелинейные задачи (например, задача формирования колесной пары) решаются в осесимметричной постановке, а затем полученное решение используется в качестве граничных условий для решения трехмерной задачи, которая уже будет учитывать предыдущее решение.

В статье [4] авторами была предложена методика приведения нелинейной задачи о формировании колесной пары (посадка колеса на ось) к линейной постановке. Данная задача может быть решена при помощи универсальных паке-

тов прикладных программ, например, ANSYS, COSMOS или MARC. Авторы предпочитают использовать пакет MSC/NASTRAN for Windows, который имеет более удобный графический интерфейс. Но в любом случае, в нелинейной постановке необходимо использовать специальные контактные элементы. В NASTRANе такие элементы называются GAP – элементами. Предложенная в [4] методика позволила обойтись без использования таких элементов, а контактное взаимодействие при формировании колесной пары моделировать при помощи специальных граничных условий, связывающих радиальные и тангенциальные перемещения контактных узлов. Предложенная методика позволила значительно сократить время расчета и упростить процедуру формирования математической модели формируемой колесной пары. С ее помощью были рассмотрены нарядные состояния возникающие вследствие их формирования для колесных пар различных конструкций. На рис. 1 показано распределение радиальных напряжений в сформированной колесной паре, выполненной в соответствии с Польским стандартом PN-92/K-91020 для колеса типа 920/200s и оси B 920/200s.

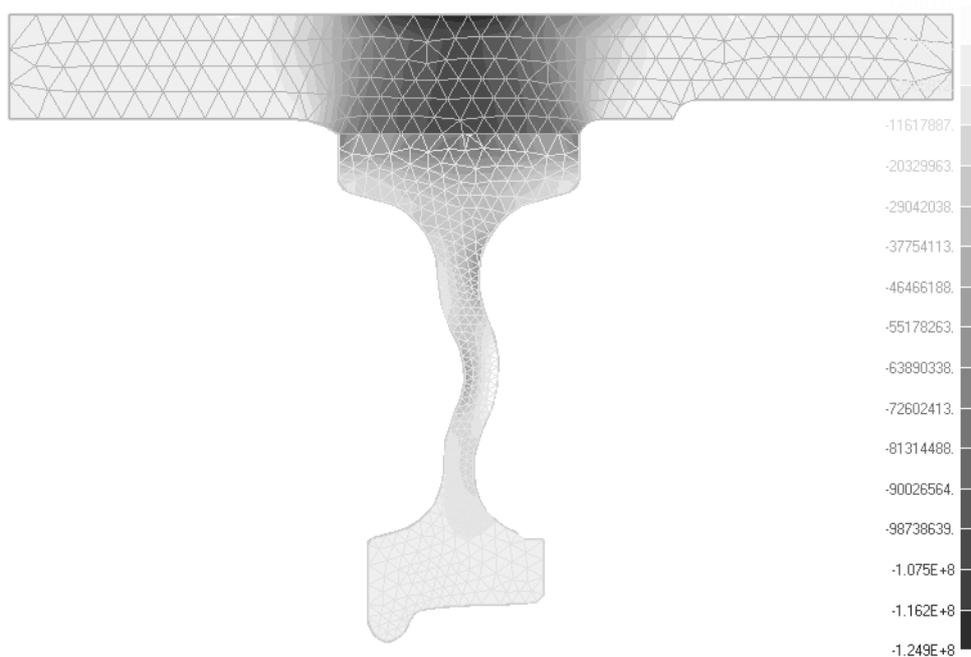


Рис. 1. Распределение радиальных напряжений в колесной паре, обусловленных натягом при ее формировании

Для исследования процесса формирования колесных пар в осесимметричной постановке важно определить зависимость усилия прессования от положения колесной пары. Это обусловлено тем, что в процессе формирования колесных пар такая зависимость записывается и является характеристикой колесной пары, которая влияет на ее выбраковку (см. например [5]). Т.е. при наличии существенных отклонений (примеры таких несоответствий приводятся в соответствующих нормах) реального графика прессования от его теоретического аналога сформированная колесная пара должна быть распрессована, отремонтирована и сформирована заново.

В работе [6] авторы отмечали существенное несоответствие требований инструкции МПС физике процесса формирования колесных пар. Во многом это обусловлено тем, что провести расчет усилий прессования для реальных колес и осей ранее было невозможно, вследствие того, что данная задача может быть

решена только в КЭ постановке. Но и для такой постановки в силу своей нелинейности ее решение достаточно трудоемко. Определенное продвижение в данном случае было обусловлено предложенной авторами линеаризацией задачи. Но существенным ограничением был следующий факт. Для решения задачи, каковым должно быть построение графика зависимости усилия запрессовки от перемещения колеса вдоль оси, необходимо было определять радиальные контактные усилия, которые должны действовать в контактных узлах (контактных парах) и которые обусловлены натягом и конструкцией колесной пары. Их суммирование без учета направлений действия дает фиктивную силу (реально, если учитывать направления векторов, она равна нулю), домножив которую на коэффициент трения скольжения можно получить усилие прессования. Существенной проблемой такого подхода было то, что определить контактные усилия из решения задачи о совместном деформировании колеса и оси в процессе прессования было невозможно. Контактные узлы (пары узлов) при таком подходе считались внутренними, а для всех внутренних узлов суммарная узловая сила равна 0. Это действительно так, если знать, что силы, действующие на контактные узлы колеса и оси взаимно уравниваются. Следовательно, для того чтобы получить контактные усилия для узлов, находящихся на поверхности отверстия в ступице, необходимо было рассмотреть отдельную задачу для колеса. Определенные ранее перемещения контактных узлов задать в качестве граничных условий, и из решения такой задачи определить узловые силы в указанных узлах. Их сумма и дает фиктивную силу, которая используется для определения усилия прессования.

Недостатком такого подхода было то, что переход от задачи о совместном деформировании пары колесо – ось к задаче о деформировании колеса осуществлялся вручную. Т.е. из первого решения выписывались перемещения контактных узлов и задавались потом в качестве граничных условий для второй задачи. С учетом того, что таких узлов достаточно много, что необходимо задавать радиальные и осевые компоненты вектора перемещений, что такая задача должна решаться многократно при перемещении колеса относительно оси, что должны исследоваться различные конструкции колес и осей, становится очевидно, что трудоемкость подхода, описанного в работе [4], ставит под сомнение его эффективность.

Для того чтобы устранить описанные недостатки методики была разработана специальная программа, написанная на алгоритмическом языке Fortran PowerStation 4.0. Для ее использования необходимо было после выполнения расчетов экспортировать их результаты в формате FEMAP Neutral. При этом выводятся только результаты расчета (геометрия модели, КЭ дискретизация и граничные условия не выводятся). Выходной набор данных должен быть форматирован для минимальной его длины, что устанавливается опциями команды File Export FEMAP Neutral. Поскольку программа написана для расчетов с использованием пакета MSC.visualNastran for Windows 2001, который в качестве пре- и постпроцессора использует FEMAP 8.0, то соответственно в качестве одной из опций вывода должен быть установлен данный номер FEMAPa. Пусть в результате такого экспорта создается файл T.NEU. Этот файл служит в качестве исходного для обработки результатов расчета. Из всех векторов, содержащихся в выходном наборе данных, программа сформирует новый файл T1.NEU, в котором будут сохранены только три вектора перемещений по каждой из рассматриваемых координат. Вполне очевидно, что т.к. рассматривается осесимметричная задача, то перемещения по второй координате (угловой) будут нулевыми. Программа отбрасывает перемещения, относящиеся к узлам оси, оставляя только перемещения узлов колеса.

Затем необходимо создать модель колеса, КЭ сетка которой полностью бы совпадала в КЭ сеткой колеса рассмотренной в предыдущем случае. Наибо-

лее просто это можно сделать следующим образом. При создании исходной модели пары колесо – ось необходимо сначала создать КЭ сетку колеса, которая должна состоять только из осесимметричных симплекс – элементов. Можно сразу же такую модель сохранить для решения второй задачи или после создания КЭ сетки и решения задачи на первом этапе, удалить КЭ сетку для оси. При этом следует также удалить граничные условия и результаты расчетов. Затем результаты расчетов первого этапа, содержащиеся в файле T1.NEU должны быть импортированы командой File Import FEMAP Neutral. Для проверки их можно посмотреть при помощи постпроцессора. Например, на рис. 2а в увеличенном масштабе показаны радиальные перемещения КЭ сетки колеса. Как видим, перемещения КЭ узлов по краям ступицы выше, что не удивительно, т.к. жесткость центральной части ступицы выше из-за симметричного расположения диска колеса.

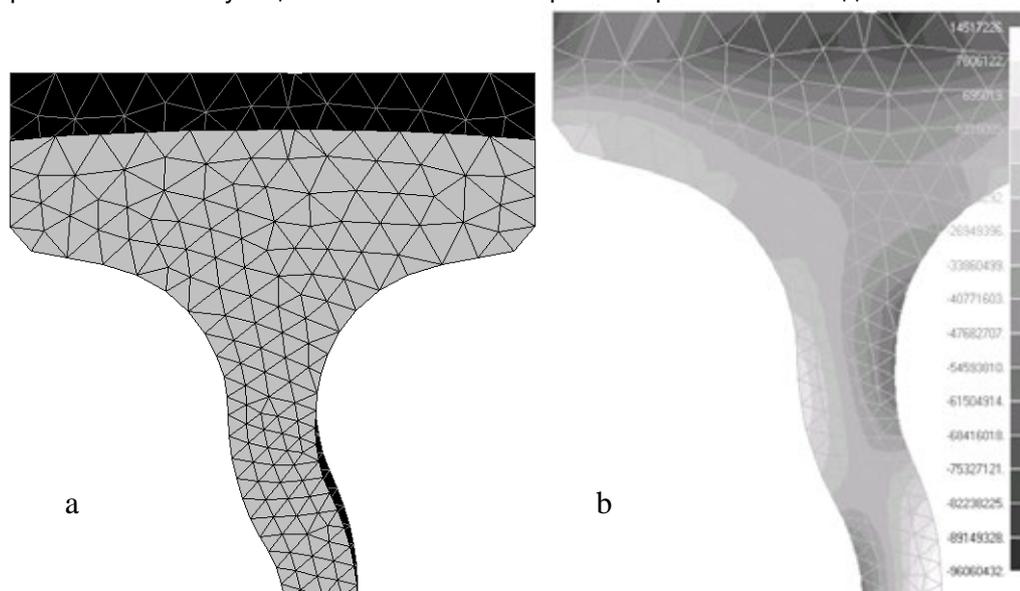


Рис. 2. Напряженно – деформированное состояние колеса вследствие формирования колесной пары: а) радиальные перемещения КЭ сетки ступичной области (увеличено); б) распределение радиальных напряжений

Далее необходимо использовать определенные перемещения в качестве граничных условий для решения новой задачи. В NASTRANе есть определенные особенности задания граничных условий в перемещениях. Если в каком-либо узле задано определенное перемещение, то помимо задания этого перемещения как внешней нагрузки, необходимо зафиксировать соответствующее перемещение в граничных условиях типа Constraint. Зададим таким образом перемещения узлов, находящихся на поверхности отверстия в ступице. Для этого их перемещения могут быть считаны из предыдущих результатов командой Model Load From Output. При этом необходимо указать соответствующий набор данных и три вектора перемещений. В результате расчетов могут быть определены поля напряжений в колесе (показаны на рис. 2b) и узловые силы в контактных узлах.

Наиболее сложна задача объединения осесимметричного решения и решения трехмерного. Для того чтобы осуществить такое объединение выдвигаются серьезные ограничения для КЭ сетки трехмерного колеса. Она должна быть получена из осесимметричной сетки при помощи вращения последней вокруг оси вращения колеса. Такая операция возможна с использованием команды Mesh Revolve Element. При этом осесимметричные треугольные элементы преобразуются в гексагональные объемные элементы. После выполнения указанной команды создается объемная модель колеса с радиальным разрезом по исходной

плоскости. Эта модель должна быть «сшита», т.е. парные узлы в месте разреза заменены одним исходным узлом. Для этого используется команда Tools Check Coincident Nodes. Разработанная FORTRAN программа позволяет модифицировать результаты осесимметричного расчета, преобразуя их и адаптируя к трехмерной КЭ сетке. Такие перемещения могут быть считаны и далее использованы как исходные данные для трехмерного расчета. Например, на рис. 3 показано поле эквивалентных напряжений по критерию Мизеса для трехмерной модели колеса, поверженной вертикальной контактной силе и технологическому натягу вследствие формирования колесной пары.

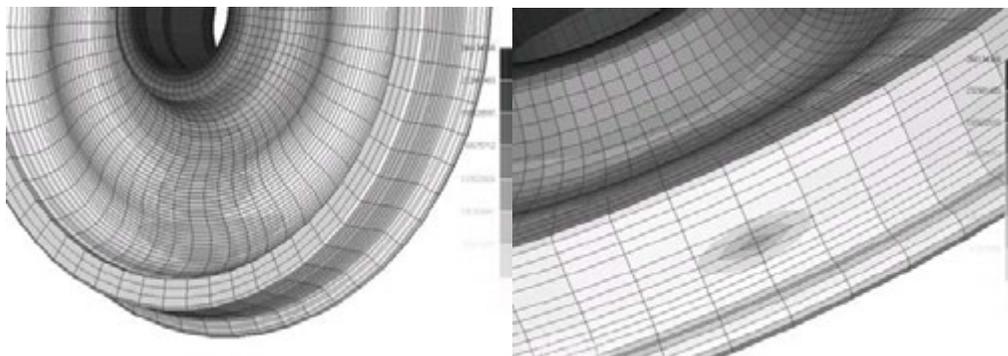


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса для нагружения колеса вертикальной силой и технологическим натягом

Таким образом, разработанная методика позволила соединить преимущества осесимметричных решений для отдельных видов нагружения колес с полной трехмерной постановкой задачи о деформировании колес в упругой области. Это позволило проводить анализ различных конструкций колес с учетом реальной геометрии и нагрузок, действующих на колесные пары.

Список литературы

1. Kravets V., Raspopov A., Kozar A., Rusu S. Computation procedure of railway wheel stress analysis under braking // Railway Wheel Set. Projecting. Producing. Operating. Repairing. / Proceeding of V International Scientific Conference for Middle and Eastern European Countries. – Katowice: Silesian Technical University, 2002. - 7 s.
2. Рейдемейстер А.Г., Ягода Д.А. Разработка схемы регистрации вертикальных и горизонтальных сил взаимодействия колеса и рельса // Транспорт / Збірник наукових праць. – Дніпропетровськ: Арт-Прес, 2000. – Вип. 6. – С. 108 – 113.
3. Sitarz M., Sładkowski A., Chruzik K. Analysis of calculation errors in FEM // Scientific Proceedings of Riga Technical University / Transport and Engineering, Sērija 6. Railway Transportation, Sējums 4. - Riga: RTU, 2001. - P. 76 – 83.
4. Sitarz M., Sładkowski A., Chruzik K. Analiza wytrzymałościowa połączenia montażowego koło – oś // Zeszyty naukowe Politechniki Śląskiej / Transport. – Gliwice, 2001. – Nr 1524, z. 42. – S. 57 – 66.
5. Богданов А.Ф. Чурсин В.Г. Эксплуатация и ремонт колесных пар вагонов. – М.: Транспорт, 1985. – 270 с.
6. Сладковский А.В., Ситаж М., Хружик К. Применение МКЭ для анализа процесса формирования вагонных колесных пар // Математическое моделирование в механике сплошных сред. Методы граничных и конечных элементов / Труды XIX Междунар. конф. - СПб.: НИИХ СПбГУ, 2001. - Т.3. – С.117–122.