



ВІСНИК

**Східноукраїнського
національного
університету
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛІА**

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

**№10(68)
ЧАСТИНА 1
2003**

Ю.Г. Семин Ю.В. Сторчеус Т.А. Бондарь	ОЦЕНКА ПЕРСПЕКТИВ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОДОУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА В ТРАНСПОРТНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВКАХ.....	77
В.Н. Власов Е.Л. Натарова	ЗАЩИТА ОТ КОРРОЗИИ – ПРОДЛЕНИЕ ЖИЗНИ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ, УЛУЧШЕНИЕ ИХ ЭСТЕТИЧЕСКОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ.....	81
И.В. Николаенко	ИНТЕГРАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ФАКТОРОВ РИСКА В ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЕ.....	84
О.І. Кічкана	МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПОСТАЧАННЯ ВАНТАЖІВ В УМОВАХ НЕСТАБІЛЬНИХ ВИПЛАТ ЗА ВІДПРАВЛЕННЯ.....	87
Г.И. Нечаев В.И. Куценко Р.М. Касимов	СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СТАНЦИИ.....	91
А.П. Кравченко А.А. Глайборода	АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ ПРИЦЕПНОГО СОСТАВА АВТОПОЕЗДОВ.....	94
В. И. Грек Э. Н. Никольская	ПРОЧНОСТЬ КОЛЕСНЫХ ПАР ПОДВИЖНОГО СОСТАВА.....	98
Л.Я. Будиков Е.Н. Камко	МНОГОФАКТОРНЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ПОДЪЕМА ГРУЗА С ЖЕСТКОГО ОСНОВАНИЯ МОСТОВЫМИ КРАНАМИ г/п 10 т.....	103
Ю.А. Куликов А.Г. Ажиппо	ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ПИТАНИЯ ДИЗЕЛЕЙ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ.....	113
А. Сладковский М. Ситаж О. Сладковская	ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ КОНТАКТИРУЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КОЛЕСА И РЕЛЬСА.....	121
А.А. Забродин	ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОТЫ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ПРЕДПРИЯТИЙ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРОФИЛЯ.....	126
Н.И. Горбунов А.Л. Кашура С.В. Попов	К ВОПРОСУ СНИЖЕНИЯ ИЗНОСА ЭЛЕМЕНТОВ ТРИБОТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ГРЕБЕНЬ КОЛЕСА-РЕЛЬС.....	131
В.А. Ульшин Д.А. Зубов Э.В. Жариков	АНАЛИЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ WEB- ТЕХНОЛОГИИ В АВТОМАТИЗАЦИИ ПОТОЧНО- ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ УГЛЕОБОГАТИТЕЛЬНОЙ ФАБРИКИ.....	136

Сладковский А., Ситаж М., Сладковская О.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ КОНТАКТИРУЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КОЛЕСА И РЕЛЬСА

В статье представлены методики расчета и результаты исследований напряженного состояния колес при их контактном взаимодействии с рельсами. Предложенные методики позволяют исследовать причины повышенного износа колес вагонов и локомотивов.

Задача взаимодействия колеса и рельса является одной из наиболее часто изучавшихся различными авторами. Это обусловлено традиционно большим значением, которое имеют железные дороги в транспорте европейских стран. Общеизвестен также факт, что проблемы повышенного износа рабочих поверхностей колес касаются в разной степени всех железных дорог. При этом одной из наиболее существенных причин такого износа является пластическое деформирование контактирующих поверхностей.

Основу теоретическому исследованию контактного взаимодействия упругих тел положили классические решения Г. Герца (1881). Подход Герца был применен Н.М. Беляевым (1917) для исследования контактного взаимодействия колес и рельсов. В дальнейшем такой подход был всесторонне развит различными авторами, в том числе и авторами статьи [1]. В частности, предлагалось использовать квазигерцевский подход для исследования двухзонного контакта, который реализуется при взаимодействии колеса и рельса, как в центральной, так и в гребневой зоне контакта. При этом напряжения в контактных зонах определяются в соответствии с теорией Герца – Беляева в зависимости от локальных радиусов кривизн поверхностей в точках предполагаемого контакта, а распределение суммарных нормальных усилий определяется итерационно из условия совместности деформаций. В данном случае последнее условие используется при анализе вертикальных сближений взаимодействующих поверхностей.

Указанный подход позволил учитывать реальные профили взаимодействующих колес и рельсов, в том числе изношенные. С его помощью удалось разработать ряд новых конструкций профилей колес, которые с успехом используются в ряде стран СНГ для вагонов и локомотивов. Однако авторы отдавали себе отчет в том, что такой подход содержит в себе изначальные неточности, связанные с использованием допущений теории Герца. Такими допущениями являются требования идеальной формы взаимодействующих поверхностей, образующая которых должна описываться функцией, не имеющей разрывов в своих производных, идеальной гладкости поверхностей (отсутствие трения), идеальной упругости материалов и др. При этом решение для центрального однозонного контакта еще более или менее соответствует действительности, а то время как для гребневого контакта такое решение достаточно далеко от реальности и может использоваться только в качестве первого приближения.

Ряд авторов пытался найти новые решения, которые бы учитывали неточности описанного подхода. Наиболее успешно удалось это сделать при учете сил трения между взаимодействующими поверхностями. Тем не менее, проблемой здесь являлось наличие явления микроскольжения и неизвестные заранее границы зон сцепления и проскальзывания. При этом само количество таких зон являлось достаточно спорным вопросом. В своей книге [2] А.Л. Голубенко подробно проанализировал известные гипотезы и решения для контакта колес и рельсов с учетом трения.

Тем не менее, допущение пластического деформирования взаимодействующих тел существенно усложняет задачу и в настоящее время известно ма-

ло решений, которые позволили бы учесть эффекты, связанные с таким деформированием. Эффективным способом решения контактных задач с учетом пластичности является метод конечных элементов. Его применение к решению задач механики железнодорожного транспорта изложено в книге [3].

Использование МКЭ для решения контактных задач имеет ряд существенных особенностей. В частности, такие задачи с позиции МКЭ являются существенно нелинейными и далеко не каждый пакет прикладных программ, реализующий МКЭ, позволяет решать такие задачи в полном объеме. Например, пакет MSC.NASTRAN позволяет решать такие задачи с использованием специальных Slide Line элементов. Это специализированные конечные элементы, которые формируются из контактных узлов взаимодействующих тел, находящихся изначально в одной плоскости. Недостаток таких элементов заключается в том, что указанные узлы должны оставаться в первичной плоскости и далее в процессе деформирования, что очевидно снижает применимость такого подхода. Пакет MSC.MARC в применении к решению контактных задач свободен от описанных ограничений, однако и при его использовании необходимо при создании КЭ модели задачи базироваться на нескольких основных положениях [4].

Вполне очевидным является желание использовать как можно более густую КЭ сетку. Это позволяет повысить точность полученного решения. Однако следует помнить, что если при обычном КЭ решении увеличить количество узлов вдвое, то количество вычислений увеличивается примерно в четыре раза. С учетом того, что если при таком подходе созданная матрица системы уравнений не помещается в оперативной памяти, а используется swap file, то время вычислений может возрасти еще больше. При решении контактных задач стремление к увеличению количества узлов в контактной зоне может привести к еще большему расходу машинного времени, что приводит порою к невозможности решения контактных задач даже на персональных компьютерах большой мощности, например, с процессором Pentium IV. Поэтому рациональный выбор КЭ сетки при создании КЭ модели является задачей номер один.

В работе [4] авторами также было показано, что на погрешность решения контактных задач даже в большей степени, чем общее количество контактных узлов, влияет их взаимное расположение. Т.е. если начальные КЭ сетки взаимодействующих тел таковы, что при деформировании контактные узлы двух поверхностей образуют контактные пары или находятся близко друг к другу, то точность полученного решения существенно возрастает. Такие КЭ сетки авторы назвали согласованными. Для несогласованных КЭ сеток погрешность решения может быть настолько велика, что никакое сгущение КЭ сетки не позволит получить адекватного решения. Описанные выше положения легли в основу разработанной методики расчета контактного взаимодействия колес и рельсов с учетом пластического деформирования. В соответствии с этой методикой первоначально создается геометрический образ плоских сечений колеса (радиальное сечение) и рельса (поперечное сечение), которые бы учитывали реальную геометрию рабочих поверхностей. При этом при помощи профилографа А-В сканировались профили колес вагонов и локомотивов с различной степенью износа. Считанная информация преобразовывалась в DXF файл AutoCADa, который затем использовался для создания геометрической модели колеса. Аналогично сканировалась информация о профиле рельсовой колеи при помощи профилографа X-Y. Созданные плоские геометрические модели колеса и рельса должны были состоять из отдельных отрезков и дуг для того, чтобы существовала возможность их импорта в программы, реализующие метод конечных элементов.

В предложенной методике первоначально проводился импорт геометрии в программу MSC.Visual NASTRAN for Windows. Применение данной программы для создания КЭ сетки колеса и рельса было обусловлено удобством ее графического интерфейса, который позволял создавать КЭ сетки рассматриваемых

объектов в полуавтоматическом режиме. Как уже указывалось выше, существуют существенные проблемы, связанные с согласованием КЭ сеток в контактной зоне. Кроме того, преимущество данной программы заключается в использовании универсального пре/постпроцессора FEMAP, который позволяет проводить операции импорта – экспорта для практически всех распространенных CAD форматов и программ МКЭ. На рис. 1 показаны плоские КЭ сетки колеса и рельса, созданные в указанной программе. Поскольку статья рассматривается в методическом аспекте, то здесь и далее рассмотрена только одна пара: новое вагонное колесо со стандартным профилем по ГОСТ 9036-88 и новый рельс Р65 (ГОСТ 8161-75). Авторами проводились исследования также других пар колесо – рельс, что не рассматривается в статье.

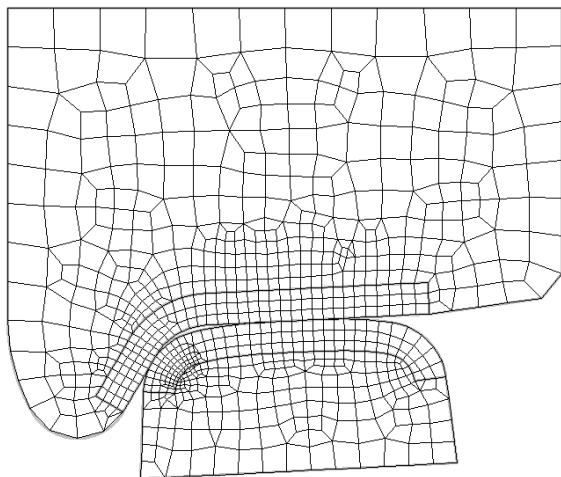


Рис. 1. Плоские согласованные КЭ сетки колеса и рельса

Как видно из приведенного рисунка для создания согласованных КЭ сеток колеса и рельса потребовалось для каждого объекта (колеса и рельса) создать дополнительные приконтактные области, в которых проводилась генерация согласованных КЭ сеток. При этом для центральной контактной области величина элементов может быть несколько большей, чем для элементов в гребневой области контакта. Очевидно также, что такая генерация сеток должна проводиться для каждого относительного расположения колеса и рельса. В данном случае рассматривается вариант их относительного расположения соответствующего двухзональному контакту. Затем при помощи команд *Extrude* и *Revolve* проводится преобразование плоских КЭ сеток в трехмерные. При этом также должно быть обеспечено согласование узлов по третьей координате. Здесь же задаются свойства материалов колеса и рельса. Для учета пластичности использовалась модель идеального упругопластического материала – билинейная модель диаграммы деформация – напряжение.

Окончательное решение задачи проводится в программе MSC.MARC, куда экспортируется КЭ модель. Здесь же задаются граничные условия. Использование данного программного обеспечения обусловлено тем, что для других КЭ программ для решения контактных задач требуется задание специальных контактных узлов, которые имеют существенные ограничения, связанные с их применимостью. Например, в программе MSC.Visual NASTRAN существуют *Slide Line* элементы, которые предписывают контактным узлам не выходить из начальной плоскости, т.е. двигаться (скользить) при деформации по согласованным поверхностям линиям, с чем связано название таких элементов. Очевидно, что применимость таких элементов для решения контактных задач взаимодействия колеса и рельса сомнительна. MSC.MARC не накладывает подобных ограничений. На

рис. 2 показано распределение контактных узловых сил для случая нагружения колеса вертикальной силой равной 125 кН и боковой силой 100 кН. Т.е. рассмотрен случай боковой силы близкой к предельной. Учтено пластическое деформирование.

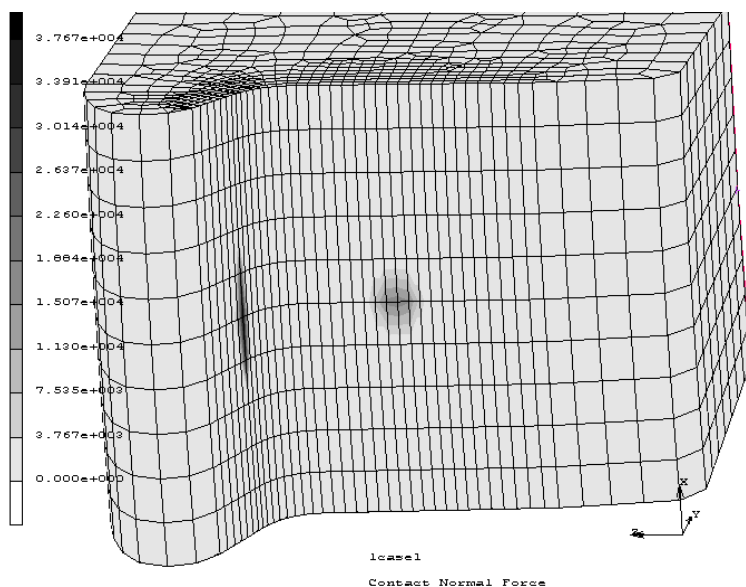


Рис. 2. Пример распределения контактных узловых сил для двухзонного контакта

Если отнести контактные узловые силы к площадям контактных поверхностей соответствующих элементов, то можно определить контактные напряжения, которые представлены на графиках рис. 3а. По оси абсцисс условно показана координата, соответствующая длине дуги рабочего профиля колеса. Расчеты проводились для двух значений вертикального усилия, действующего на колесо (125 и 200 кН), а также для возрастающей боковой силы от 10 до 100 кН. В частности, на рис. 3а представлены контактные напряжения для двух случаев нагружения колес. Рассматривается действие вертикальной силы 125 кН и боковой силы 10 и 100 кН. При этом утолщенные графики относятся к расчету без учета пластического деформирования (идеальная упругость), тонкие – с учетом пластичности. Приведены также распределения эквивалентных пластических деформаций для контактной поверхности колеса (рис. 3б). Здесь в соответствии с имеющим место двухзонным контактом образуется 2 зоны пластического деформирования, центральная и гребневая. Причем центральная образуется сразу же и обусловлена вертикальной силой. При нагружении боковой силой пластическое деформирование в этой зоне прекращается, но значительно возрастает в гребневой зоне. Как видно из приведенных графиков даже при нагружении только вертикальной силой 125 кН (боковая сила 10 кН мала и может не приниматься в расчет) возможно возникновение зон пластического деформирования в центральной части профиля, чем в конечном счете обусловлен прокат колес. При этом распределение напряжений в этой зоне близко к распределению Герца. При этом если расчет допускает пластическое деформирование, то максимальные величины напряжений в указанной зоне снижаются. Пластические деформации при таком нагружении в гребневой зоне отсутствуют. При увеличении боковой силы напряжения в центральной зоне уменьшаются, напряжения в гребневой зоне резко возрастают, что приводит к возникновению пластических деформаций в этой зоне (причина подреза). Сравнение с решением для идеально упругого колеса показывает, что при учете пластических деформаций напряжения в гребневой зоне снижаются в 1,5 раза, т.е. решение таких задач в чисто упругой постановке неправомерно.

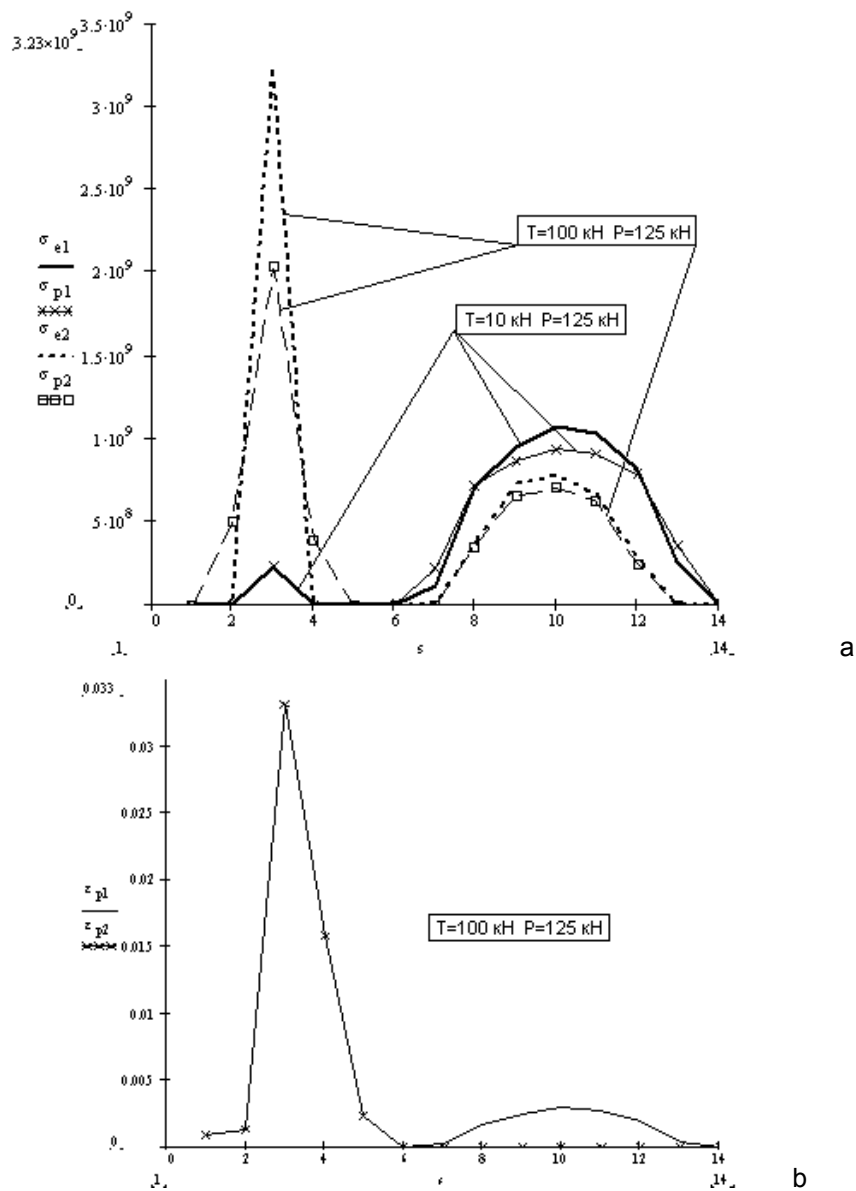


Рис. 3. Распределения контактных узловых сил (а) и приведенных пластических деформаций (б) на контактной поверхности колеса

Список литературы

1. Сладковский А.В. Снижение износа колесных пар на магистральном и промышленном транспорте. - Днепропетровск: Полиграфист, 1997.- 108 с.
2. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом. – Луганск: Из-во ВУГУ, 1999. – 476 с.
3. Сладковский А.В., Ситаж М., Мартыненко Ю.Р. Решение задач механики железнодорожного транспорта с помощью МКЭ. – Днепропетровск: Новая идеология, 2002. – 220 с.
4. Sitarz M., Sładkowski A., Żurek Z. Research of Influence of Surface Profiles for Different Wheel – Rail Pair on Distribution of Contact Stresses // Proceedings 6th International Conference on Contact mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – Gothenburg: CHARMEC, 2003.- V. 1. – P. 259 – 264.