



XIX Международная конференция

*Математическое моделирование
в механике сплошных сред.*

Методы граничных и конечных элементов.

30 мая – 2 июня, 2001

Санкт-Петербург

ТРУДЫ, ТОМ III

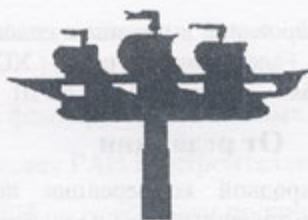
PROCEEDINGS, VOL. III

19-th International Conference

*Mathematical Modeling in Solid Mechanics
Boundary & Finite Elements Methods*

30 May – 2 June 2001

Saint Petersburg, Russia



BEM & FEM

XIX Международная конференция

*Математическое моделирование
в механике сплошных сред.*

*Методы граничных
и конечных элементов*

30 мая – 2 июня, 2001

Санкт-Петербург

Труды. Том 3

(Доклады конференции)

Proceedings. Vol. 3

*19-th International Conference
Mathematical Modeling in Solid Mechanics.
Boundary and Finite Elements Methods*

30 May – 2 June 2001

Saint Petersburg, Russia

ПРИМЕНЕНИЕ МКЭ ДЛЯ АНАЛИЗА ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ ВАГОННЫХ КОЛЕСНЫХ ПАР

*А.В. Сладковский (Национальная металлургическая академия, Днепропетровск, Украина)
М. Ситаж, К. Хружик (Силезский технический университет, Катовице, Польша)*

Формирование колесных пар является достаточно ответственным технологическим процессом, который регулируется рядом достаточно старых нормативных документов, например, [1]. При этом контролю подлежат геометрия и качество обработки подступичной части оси и отверстия в колесе, а также график усилия запрессовки, который записывается в процессе формирования. В основу нормативных документов были положены расчеты, выполненные с использованием достаточно простых способов, основанных на методологии сопротивления материалов и теории упругости. При этом не учитывалась сложная геометрия оси и особенно, колеса. Например, в указанной инструкции оговорена величина натяга, который должен быть в пределах от 0,1 до 0,25 мм, т.е. нижнее значение натяга составляет 40% его максимальной величины. При этом диапазон натяга не зависит от диаметра подступичной части оси. Величина конечных усилий запрессовки также нормируется и составляла первоначально 366,67 - 539,55 кН на каждые 100 мм диаметра подступичной части оси. В 1987 г. указанием МПС эта норма была изменена на 382,59 - 568,98 кН. Таким образом, нижнее значение усилия составляет 67,2% от его максимума. Очевидно, что усилия запрессовки должны соответствовать исходному натягу, поэтому сравнение относительных величин натяга и усилия запрессовки показывают противоречие в нормативных параметрах, которые должны определять технологию процесса формирования колесных пар.

В работе [2] на основе экспериментальных данных была сделана попытка для различных значений диаметров подступичной части оси, длины ступицы, толщины обода колеса получить функциональную зависимость конечного усилия запрессовки от натяга. Был предложен суженный диапазон натягов для стандартных колесных пар, используемых в странах СНГ - 0,14 – 0,19 мм. Этот диапазон гарантированных натягов должен был подлежать жесткому технологическому контролю, прежде всего тщательному и точному измерению подступичных частей оси и отверстия в колесе. Однако указанный диапазон также не зависит от геометрии колеса и оси. Он не был внедрен в эксплуатационную практику формирования колесных пар. Для сравнения можно привести польскую норму [3], где оговорено, что величина натяга определяется из соотношения $W = Da/1000$, где W - натяг (мм); a - коэффициент натяга, находящийся в диапазоне 0,9 – 1,25. Здесь геометрия контактирующих деталей частично учтена. В формулу входит геометрический параметр D - диаметр подступичной части оси (мм), который максимально влияет на величину натяга. На польских железных дорогах применяются колеса, как с симметричным расположением обода относительно ступицы, так и с асимметричным [4]. Указанное различие геометрии должно быть отражено в нормативных документах по формированию колесных пар, что не было сделано.

Ранее в работе [5] рассматривалось влияние напрессовки на общее напряженное состояние колес. При этом первоначально решалась осесимметричная задача Ламе о совместной деформации двух цилиндров: одного сплошного, моделирующего ось, и полого, моделирующего ступицу колеса, который насаживался с заданным натягом. Такой подход был правомерен в качестве первого приближения, однако следует учитывать реальную геометрию колеса и оси, решая при этом контактную задачу об их совместном деформировании при напрессовке колеса на ось.

Решить такую задачу аналитически не представляется возможным, однако применение МКЭ позволяет найти ее решение. В частности, для проведения такого был использован ППП MSC/NASTRAN for Windows release 4.0.1. На рис. 1 и 2 представлены чертежи оси типа РУ1Ш ГОСТ 22780-77 и цельнокатаного колеса ГОСТ 9036-88 (показана только ступичная часть), которые выполнены по номинальным размерам с обеспечением максимально допустимого натяга для прессования равного 0,25 мм. Рассматриваемый процесс формирования колесной пары можно программно реализовать с использованием GAP – элементов. При этом задача будет решаться с использованием алгоритмов нелинейной статики в трехмерной постановке. Можно, конечно, двумя радиальными сечениями вырезать какой-либо слой и рассматривать контактное взаимодействие оси и колеса для элементов слоя. Однако это значительно усложняет постановку, для которой необходимо последовательно решать набор задач контактного взаимодействия в паре колесо –

ось для их различных относительных положений в процессе запрессовки. Была разработана новая методика, основанная на применении осесимметричной расчетной схемы.

Рассмотрим сначала задачу о распределении напряжений и, в частности, контактных напряжений в сформированных колесных парах. Для этого решаем с использованием NASTRANa осесимметричную задачу о совместном деформировании колеса и оси при заданном натяге. Предполагаем сначала, что коэффициент трения между контактирующими поверхностями колеса и оси бесконечен. Т.е. таким образом можно моделировать полную адгезию, что имеет место после длительной эксплуатации колесной пары.

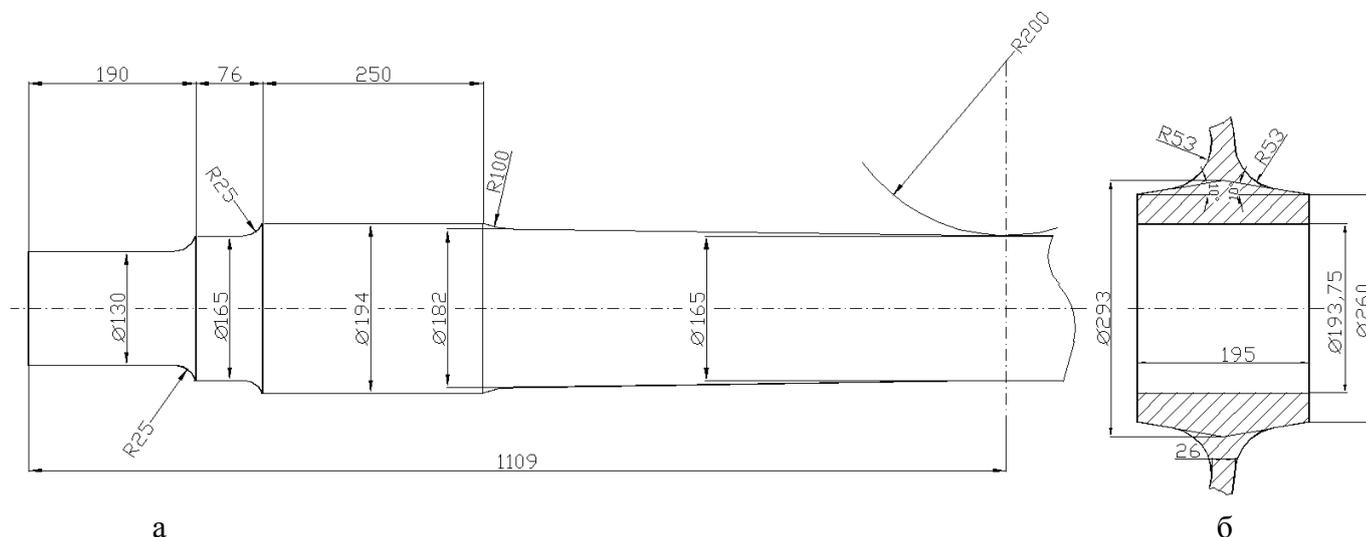


Рис. 1 Чертежи элементов колесной пары: а) ось типа РУ1Ш ГОСТ 22780-77; б) ступица колеса ГОСТ 9036-88

При создании КЭ - модели использовались трехузловые осесимметричные КЭ, общее количество которых равно 1548. При этом создавались две конечно-элементные сетки, одна для колесного центра, другая для оси. Общее количество узлов 962, в том числе 17 контактных пар. При выборе КЭ – сетки для колеса использовались рекомендации статьи, обусловленные необходимостью обеспечения точности решения. В расчет закладывались реальные свойства колесной стали. Исходя из конструктивных соображений для обеспечения натяга при посадке колеса его диаметр отверстия в ступице выполнялся на 0,25 мм меньше, чем диаметр подступичной части оси. В соответствующих парных узлах на контактной поверхности центр – бандаж необходимо было задать граничные условия следующего вида: $u_{rk} - u_{ro} = \Delta$, $u_{zk} = u_{zo}$, где u_{rk} , u_{zk} - радиальные и осевые перемещения контактных узлов ступицы колеса, u_{ro} , u_{zo} - аналогично для подступичной части оси, Δ - натяг колеса. Недостатком препроцессора FEMAP является то, что он не позволяет задать граничные условия Constraint Equation, если $\Delta = const$. Этот недостаток удалось преодолеть задавая граничные условия, ограничивающие перемещения колеса как жесткого целого в направлении оси Z. Тогда для одного из узлов (например, с номером 595, находящемся на оси вращения на левом торце колесной оси) задавалось граничное условие $u_{z595} = \Delta$, а первое граничное условие для всех контактных пар записывалось в виде $u_{rk} - u_{ro} - u_{z595} = 0$.

Относительное расположение колеса и оси в осевом направлении таково, что обеспечивается стандартное расстояние между внутренними гранями ободьев колес в паре равное 1440 мм. В результате расчета определяется напряженно-деформированное состояние, как колеса, так и оси обусловленное натягом. Например, радиальные напряжения σ_{rr} находятся в диапазоне от -100 до 28,2 МПа, т.е. достаточно малы. Окружные (азимутальные) напряжения $\sigma_{\theta\theta}$ имеют более высокий уровень – от -107 до 235 МПа, причем максимум растяжения достигается в крайних контактных точках ступичной части колеса. Данные величины напряжений находятся в упругой области и не представляют опасности для эксплуатации колесных пар, но они должны учитываться при расчете

напряженного состояния колес в целом от действия всей совокупности нагрузок, приложенных к колесу.

С учетом того, что технология формирования колесных пар (см., например, [2]) предусматривает хорошую чистоту обработки отверстия ступицы (до $R_a 3,2$) и подступичной части оси (до $R_a 1,25$), а также того, что предусматривается в качестве смазочного материала использовать натуральную олифу или термообработанные растительные масла, то коэффициент трения между контактирующими поверхностями колеса и оси при напрессовке колес достаточно мал (около 0,1). При этом влияние контактных касательных напряжений на распределение нормальных незначительно. В частности, предыдущая задача была решена в предположении, что коэффициент трения между контактирующими поверхностями колеса и оси равен бесконечности. Может быть решена аналогичная задача при наличии нулевого коэффициента трения (полное проскальзывание). Математически задание указанного граничного условия равнозначно отсутствию второго граничного условия во всех контактных парах за исключением одной. Это обозначает возможность для контактирующих поверхностей свободно перемещаться в осевом направлении относительно друг друга. Необходимость осевого закрепления для одной пары контактных узлов обусловлена необходимостью исключения осевого перемещения колеса как жесткого целого. В качестве такой пары выбиралась крайняя левая контактная пара.

В результате расчета было определено, что распределение напряжений качественно практически совпадает с описанным выше распределением для задачи о полном сцеплении, однако при этом количественно радиальные $-92,8 \leq \sigma_{rr} \leq 28,9$ МПа, а также окружные $-96,0 \leq \sigma_{\theta\theta} \leq 200$ МПа напряжения несколько меньше, чем в предыдущем случае, причем отличие не превосходит 15%. Некоторое снижение уровня НДС обусловлено осевым освобождением контактных узлов, для которых допускается проскальзывание.

Для того чтобы определить контактные напряжения необходимо решить дополнительную задачу о деформировании колеса отдельно, для которого задаются перемещения узлов, расположенных на поверхности отверстия ступицы. Данные перемещения определяются из решения предыдущей контактной задачи. В результате определяются узловые силы в указанных узлах, которые достаточно просто пересчитываются в контактные напряжения. Их анализ показал, что если для первой задачи (о полном сцеплении контактирующих поверхностей) присутствуют значительные касательные напряжения, а для второй (наличие полного проскальзывания) они отсутствуют, то на распределение нормальных напряжений они практически не оказывают существенного влияния. В частности, кривые распределений нормальных напряжений для двух задач подобны, а максимальные нормальные отличаются на величину не превосходящую 7%.

Можно сделать вывод, что при решении задачи о напрессовке колеса на ось можно первоначально не учитывать распределение касательных контактных напряжений и решать задачу при наличии полного проскальзывания. Используя найденное распределение нормальных напряжений и закон трения Амонтона – Кулона, находится распределение касательных напряжений и узловых сил, действующих в контактных узлах в осевом направлении. Их сумма дает неизвестное усилие запрессовки для любого относительного положения колеса и оси в процессе прессования.

Определено, что в начальный момент прессования напряжения в колесе возникают только в крайней правой зоне ступицы. Соответственно в оси возникает локальная сжатая область, прилегающая к контактной зоне. Диапазон, в котором находятся напряжения следующий $-202 \leq \sigma_{rr} \leq 17,6$ МПа. Приведенный рисунок (рис. 2а), соответствует среднему относительному положению колеса и оси в процессе запрессовки. Зона сжатия распространяется уже на половину ступицы колеса, при этом максимально сжатая область перемещается в среднюю часть ступицы. Соответствующее распределение напряжений возникает в оси. Напряжения находятся в диапазоне $-260 \leq \sigma_{rr} \leq 16,9$ МПа, т.е. сжимающие напряжения по сравнению с предыдущим положением несколько возросли, а растягивающие практически неизменны. Заключительное положение, соответствующее напрессованному колесу, имеет напряжения в следующем диапазоне $-92,8 \leq \sigma_{rr} \leq 28,9$ МПа. При этом деформируется вся ступица, но так как контактная поверхность увеличивается, и, что основное, происходит контакт между гладкими поверхностями, то, соответ-

ственно, напряжения сжатия уменьшаются более чем в 2,5 раза. Однако при этом уже значительно деформируется дисковая часть колеса. Расширение ступицы, обусловленное натягом, сопровождается изгибом диска. Максимальные напряжения в диске находятся в зоне перехода от ступицы к диску. При этом наружная часть переходной зоны сжата, а внутренняя растянута. Этим и обусловлено значительное возрастание (почти в 2 раза) растягивающих радиальных напряжений.

В соответствии с описанной выше методикой определялись контактные нормальные и касательные силы, а также зависимость величины усилия запрессовки от относительного положения колеса и оси (диаграмма запрессовки). Такая диаграмма представлена на рис. 2б для запрессовки колеса и оси по чертежам рис. 1 с коэффициентом трения равным 0,1. Диаграмма достаточно хорошо соответствует фактическим диаграммам запрессовки колес, которые приведены в работе [2]. Максимальная величина усилия запрессовки (909 кН) несколько больше (на 12,5%) по сравнению с той, которая получается в результате общепринятого теоретического расчета. Это уточнение расчетных данных обусловлено более точным учетом геометрии соединяемых деталей. Тем не менее, она находится в допустимом по стандарту диапазоне конечных запрессовочных усилий (370 – 550 кН на каждые 100 мм диаметра подступичной части оси). Для диаметра подступичной части (194 мм) этот диапазон следующий – 717 ... 1067 кН.

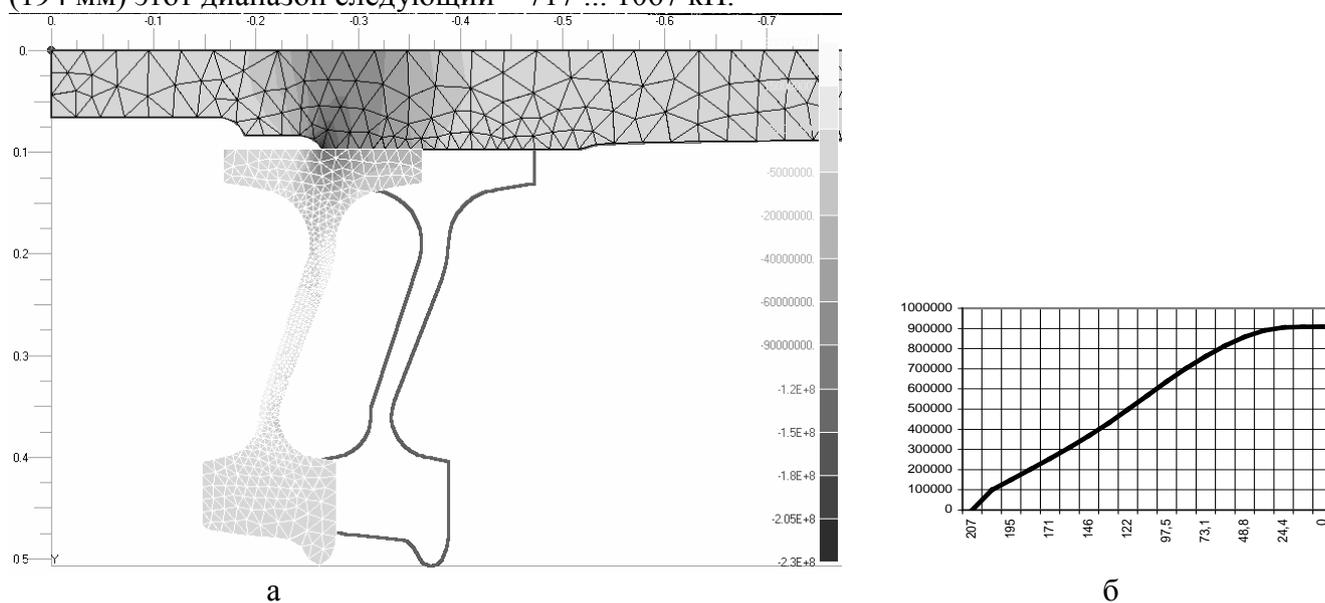


Рис. 2. Распределения радиальных напряжений в процессе запрессовки колеса (а) и соответствующая теоретическая диаграмма запрессовки колеса (б)

Таким образом, МКЭ был применен для анализа контактного взаимодействия в паре колесо – ось, как в сформированной колесной паре, так и в процессе запрессовки. Получены распределения напряжений, в том числе и контактных, а также деформаций и перемещений, которые обусловлены прессовым натягом. В результате уточнены зависимости предельных усилий запрессовки от натяга, определены поля напряжений и деформаций, что должно быть использовано при корректировке нормативной документации по формированию вагонных колесных пар.

ЛИТЕРАТУРА

1. Инструкция по осмотру, освидетельствованию, ремонту и формированию вагонных колесных пар. ЦВ/3429. – М.: Транспорт, 1977. – 84 с.
2. Богданов А.Ф., Чурсин В.Г. Эксплуатация и ремонт колесных пар вагонов. – М.: Транспорт, 1985. – 270 с.
3. Tabor kolejowy. Zestawy kołowe. Wymagania i badania. PN-92/K-91045. – Warszawa: Wydawnictwa normalizacyjne „Alfa”, 1993. – 11 s.
4. Wagony. Zestawy kołowe z kołami bezobřeczowymi. PN-92/K-91020. - Warszawa: Wydawnictwa normalizacyjne „Alfa”, 1993. – 3 s.
5. Сладковский А.В. Снижение износа колесных пар на магистральном и промышленном транспорте. - Днепропетровск: Полиграфист, 1997. - 108 с.

<i>Е.Н. Сеницын, Д.Н. Шмелёв, Д.В. Власов, В.Ю. Сахаров, М.Д. Долотказин, И.В. Ушаков, А.Б. Шарин, Д.Е. Козлов (Москва, Россия).</i>	
СЕМЕЙСТВО ПРОГРАММ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ОБОРУДОВАНИЯ И ТРУБОПРОВОДОВ SAN.....	113
<i>А.В. Сладковский*, М. Ситаж**, К. Хружик** (*Днепропетровск, Украина; **Катовице, Польша).</i>	
ПРИМЕНЕНИЕ МКЭ ДЛЯ АНАЛИЗА ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ ВАГОННЫХ КОЛЕСНЫХ ПАР.....	117
<u>А.Н. Снитков</u> , <i>А.А. Слеповичев (Санкт-Петербург, Россия).</i>	
ГЕНЕРАЦИЯ АДАПТИРУЕМЫХ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ СЕТОК В ЗАДАЧАХ ОПТИМИЗАЦИИ МНОГОСЛОЙНЫХ КОМПОЗИТНЫХ ЗАЩИТНЫХ ОГРАЖДЕНИЙ МОРСКИХ ПЛАТФОРМ	123
<i>А.П. Тимофеев, С.А. Петроковский (Москва, Россия).</i>	
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК ОТ ИДЕАЛЬНЫХ НА ИХ НЕСУЩУЮ СПОСОБНОСТЬ	126
<i>В.С. Тихонов, А.И. Сафронов, М.Я. Гельфгат (Москва, Россия).</i>	
ЧИСЛЕННО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОДОЛЬНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ СТЕРЖНЯ, НАХОДЯЩЕГОСЯ В ТРУБЕ	132
<i>А.А. Трещев, Д.Г. Ковалев, А.В. Неделин (Тула, Россия).</i>	
ДЕФОРМИРОВАНИЕ ЖЕЛЕЗОБЕТОННОЙ ТОЛСТОСТЕННОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ.....	138
<i>А.А. Трещев, А.В. Неделин (Тула, Россия).</i>	
КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНАЯ МОДЕЛЬ ДЕФОРМИРОВАНИЯ АРМИРОВАННЫХ БАЛОК-СТЕНОК ИЗ НЕЛИНЕЙНОГО МАТЕРИАЛА.....	143
<i>А.А. Трещев, А.Н. Тихановский, А.В. Неделин (Тула, Россия).</i>	
ПОТЕНЦИАЛ НАПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ ИЗОТРОПНЫХ МАТЕРИАЛОВ, ЧУВСТВИТЕЛЬНЫХ К ВИДУ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ	149
<i>В.В. Улитин (Санкт-Петербург, Россия).</i>	
МЕТОД ЭЛЕМЕНТАРНЫХ ОБЪЕМОВ В ЗАДАЧАХ С ФАЗОВЫМИ ПЕРЕХОДАМИ.....	152