

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ В СИСТЕМЕ «КОЛЕСО – РЕЛЬС»**В. Д. Докукин***Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель Е. Н. Волнянко

В связи с ростом грузонапряженности на железных дорогах резко увеличился выход из строя рельсов по наиболее опасному дефекту – контактно-усталостному повреждению головки рельса. Для уменьшения напряженного состояния колеса и рельса применяются различные технологии лубрикации. Применение лубрикации способствует уменьшению силы трения при фрикционном взаимодействии колеса с рельсом. В данной работе рассматривается влияние коэффициента трения на долговечность рельса. Прогнозируется напряженно-деформируемое состояние колеса и рельса при их взаимодействии в зависимости от коэффициента трения. Моделирование задачи происходит в профессиональном программном обеспечении Ansys Mechanical.

Цель работы – разработка статико напряженной модели системы «колесо – рельс». Для выполнения поставленной цели необходимо выполнить следующие задачи: создать геометрическую модель системы «колесо – рельс»; выбрать физико-механические свойства материалов; провести моделирование конечно-элементной сетки; задать граничные условия и силовые нагружения; провести расчет; проанализировать полученные результаты моделирования.

Принятое допущение. Поскольку рассматривается движение колесной пары по прямому участку пути, то в силу симметрии граничных условий, действующих на колесную пару, в ходе численного исследования рассматривалась половина модели [1].

Результаты моделирования. В качестве материала колеса принималась марка стали 1 ГОСТ 10791–2011 ($E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $V = 0,3$; $\sigma_t \approx 250$ МПа; $\sigma_b \approx 1000$ МПа), в качестве материала рельса – сталь 76Ф ГОСТ 51686–2013 ($E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $V = 0,3$; $\sigma_t \approx 800$ МПа; $\sigma_b \approx 1180$ МПа).

В качестве глобальной системы координат при составлении расчетной модели была выбрана правая декартова система. Ось OY системы координат направлена вдоль рельса, ось OX – поперек рельса, ось OZ – вертикально вверх [1].

Производим настройку параметров конечно-элементной модели. Тип используемых элементов: квадратичные гексаэдральные и квадратичные тетраэдральные. Количество элементов – 58571; количество узлов – 105177 [1].

К расчетной модели прикладывались следующие граничные условия: запрет перемещения вдоль оси OX поверхности симметрии оси колесной пары; запрет перемещения вдоль оси OY на торцах рельсов; полный запрет перемещений на поверхностях опирания рельсов на шпалы. Ко внутренней стороне оси колесной пары против оси OZ приложено осевое давление, равное 230 кН. В первом варианте расчет системы ведется в неподвижном состоянии вагона. Во втором варианте учитывается крутящий момент ($M = 7000$ Н · м), момент инерций (программа автоматически рассчитывает) и коэффициент трения $f = 0,05$. В третьем варианте задачи крутящий момент остается прежним, а коэффициент трения изменяется ($f = 0,15$). Учитывается ускорение свободного падения.

Решение задачи проводим в упруго пластической постановке, т. е. с учетом пластических свойств материалов.

Для оценки ресурса рельса используется явление усталости материала. Подход к расчету, основанный на напряжениях, проводился с использованием постоянной амплитуды и пропорционального нагружения. В нашем случае минимальный и максимальный уровни напряжения не изменяются. Пропорциональное нагружение означает, что отношение главных напряжений есть константа и направления главных площадок не изменяются в течение всего времени нагружения. В программе используется метод SN. Этот метод использует линейные напряжения в качестве исходных, однако усталостное разрушение начинается при определенном уровне энергии пластических сдвиговых деформаций.

Для оценки сложного напряженного состояния системы «колесо – рельс», возникающего при движении железнодорожного состава, рассматривались эквивалентные напряжения по критерию Губера–Мизеса, как наиболее точно отражающие нагруженность для сталей. Расчет контакта производился с помощью аргумента Лагранжа [1].

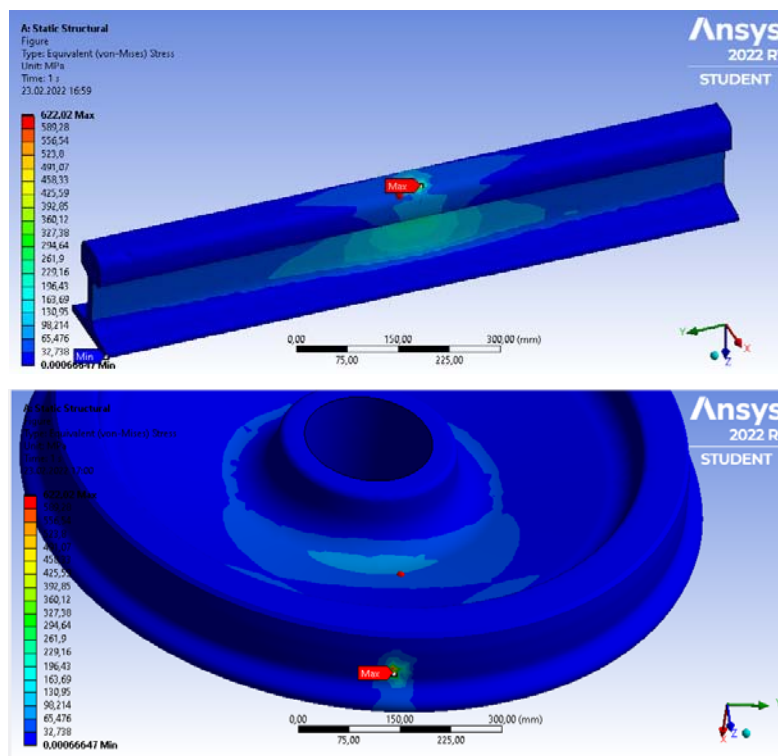


Рис. 1. Поле напряжений в системе «колесо – рельс»

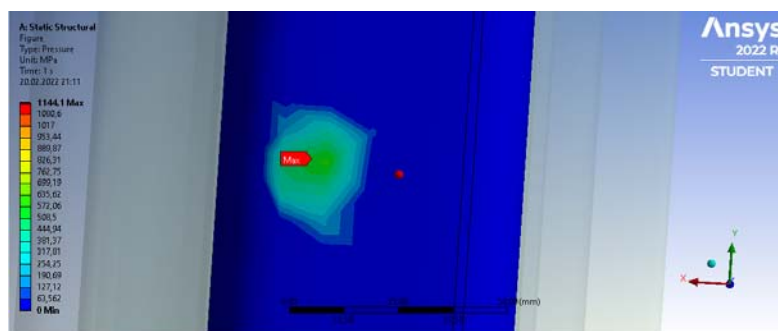
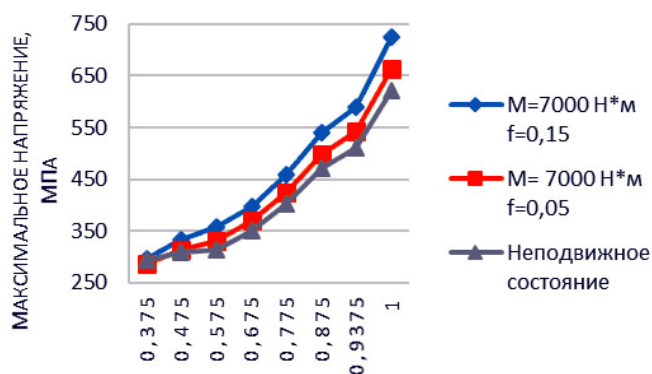


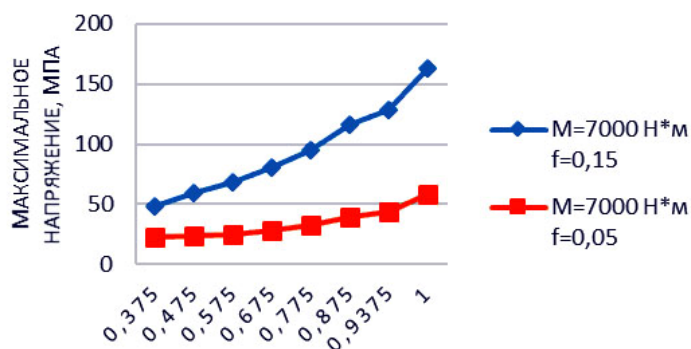
Рис. 2. Давление, возникающее в месте контакта колеса и рельса

Из полученных результатов видно, что напряжения в системе «колесо – рельс» (за исключением зоны контакта) при прямолинейном движении железнодорожного транспорта с разными коэффициентами трения имеют отличия.

В месте контакта колеса и рельса возникает зона повышенных напряжений размером около 15×15 мм, максимальные напряжения в которой при неподвижном состоянии составляют 1145 МПа. При увеличении коэффициента трения происходит увеличение напряжений в зоне контакта колеса с рельсом (рис. 3, а). На это сказывается увеличение касательных сил трения в зоне контакта (рис. 3, б).



а)



б)

Рис. 3. График максимальных напряжений в системе «колесо – рельс» (а); напряжения, возникающие из-за воздействия силы трения в зоне контакта (б)

В результате моделирования было выявлено, что уменьшение коэффициента трения положительно сказывается на увеличении ресурса колеса и рельса. Использование автоматизированных расчетных пакетов может повысить скорость анализа различных технологических систем.

Литература

1. Кузьмицкий, Я. О. Конечно-элементное моделирование процесса перекатывания железнодорожного колеса через стык рельсов / Я. О. Кузьмицкий, Д. В. Шевченко, А. К. Беляев. – 2022. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/konechno-elementnoe-modelirovanie-protssesa-perekatyvaniya-zheleznodorozhnogo-kolesa-cherez-styk-relsov>. – Дата доступа: 02.03.2022.