

УДК 004.94:621.791

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ**Тутанов С.К., Даненова Г.Т., Коккоз М.М.***Карагандинский государственный технический университет, Караганда,
e-mail: guldan72@mail.ru*

В данной работе решены контактные задачи. В расчете используется метод конечных элементов (МКЭ), реализованный в программно методическом комплексе ANSYS. Проведено сопоставление полученных результатов с аналитическими данными. Анализ показал сходимость результатов.

Ключевые слова: инженерные задачи, моделирование, контактные напряжения, компьютерные технологии, конечно-элементная модель, контакт

COMPUTER MODELING OF CONTACT STRESSES**Tutanov S.K., Danenova G.T., Kokkoz M.M.***Karaganda State Technical University, Karaganda, e-mail: guldan72@mail.ru*

The contact problems are solved in this article. The method of finite elements (FEM) was realized in the program ANSYS. As a result of the decision the volume temporary and residual welding stresses and strains are revealed. Comparison of the received results to analytical data is carried out. The analysis showed convergence of results.

Keywords: Engineering problems, modeling, three-dimensional models, contact stresses, computer technologies, finite element model, contact

Задача определения контактных напряжений имеет большое значение для расчета на прочность подшипников, зубчатых и червячных передач, шариковых и цилиндрических катков, кулачковых механизмов и других деталей машин.

Благодаря применению компьютерных технологий возможности расчета контактных напряжений в механизмах существенно расширились. Программа ANSYS поддерживает три контактные модели: узел с узлом, узел с поверхностью и поверхность с поверхностью. Каждый тип модели использует разные типы контактных элементов. Конечно-элементная модель распознает контактную пару по наличию контактных элементов, которые накладываются на те части модели, которые будут анализироваться на взаимодействие. Для формирования контактной пары эти элементы используют понятия «целевая поверхность» и «контактная поверхность». Для определения двумерных контактных пар используются конечные элементы TARGE169, CONTA172, для трехмерных контактных пар – TARGE170, CONTA174 [1].

Основные шаги для выполнения контактного анализа «поверхность к поверхности» изложены ниже:

- создание геометрической модели и сетки;
- проектирование контактной и целевой поверхностей;
- определение контактной и целевой поверхностей;
- установка реальных констант;
- установка необходимых граничных условий и опций решения;

- решение контактной задачи;
- анализ результатов.

С использованием данного алгоритма была разработана методика решения контактных задач на основе метода конечных элементов в ПК ANSYS [2,3]. Данная методика была опробирована на контактных задачах, решение которых получено классическими методами механики. Рассмотрим некоторые из них.

Задача контактного взаимодействия двух стальных шаров.

Рассмотрен случай возникновения контактных напряжений при взаимодействии стальных объектов (шара с шаром диаметрами 30 и 40 мм) при нагружении силой 1Н (вектор силы направлен от верхней точки меньшего шара и от нижней точки большего шара к точке касания шаров), как указано на рис. 1. Необходимо определить распределение давления в зоне контакта.

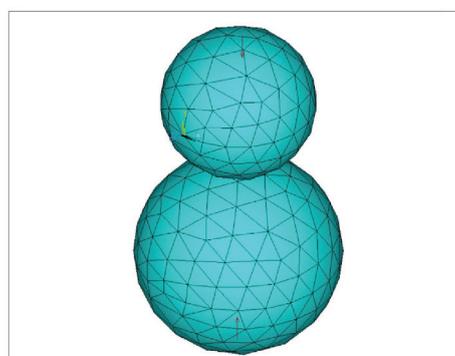


Рис. 1. Эскиз модели взаимодействия шара с шаром

Определим распределение контактных напряжений по поверхности шара. Согласно рис. 2 максимальное напряжение возникает в зоне соприкосновения шаров. С дру-

гой стороны, пятно контакта имеет форму эллипса, что еще раз доказывает соответствие компьютерного моделирования и реальное поведение объектов.

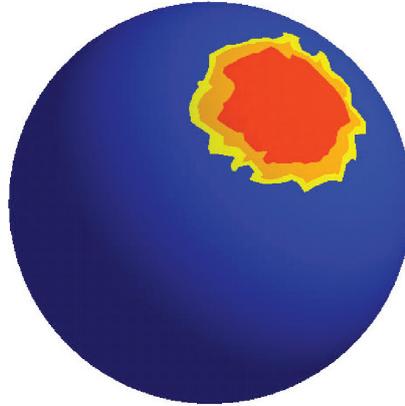


Рис. 2 Распределение контактного напряжения по поверхности

Проведено сравнение полученных результатов с аналитическим решением.

$$\sigma_{y_{\max}} = 21,7 \cdot \sqrt[3]{10^{-3}} \cdot \left(\frac{0,03+0,04}{0,03 \cdot 0,04} \right)^{2/3} = 4,1119 \text{ Па.}$$

При моделировании были получены следующие результаты (рис. 3): нормальное на-

пряжение по оси OY составляет 4,2354 Па, а следовательно погрешность составляет

$$\varepsilon = \frac{4,1119 - 4,2354}{4,1119} \approx 3\%.$$

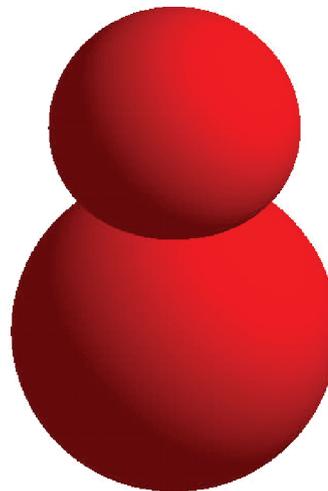
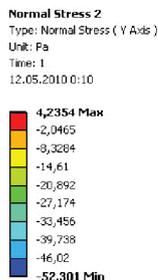


Рис. 3 Эюра напряжений по оси OY

2. Задача взаимодействия двух цилиндров с параллельными осями.

Рассмотрим взаимодействие двух цилиндров с параллельными осями. Через два одинаковых стальных цилиндра длиной 200 мм передается равномерно распределенная нагрузка интенсивностью

500 кг/мм. Необходимо определить наибольшее напряжение по поверхности соприкосания, если диаметры цилиндров 70 мм.

Для расчета наибольшего напряжения необходимо построить модель цилиндров по исходным геометрическим параметрам.

Произвести разбиение стальных цилиндров. Далее жестко закрепляем основания цилиндров и прикладываем равномерно распределенную нагрузку вдоль образующих цилиндров на боковых поверхностях. После разбиения размеры элементов на линии нагружения составляют порядка 9 мм, поэтому величина приложенной нагрузки будет рассчитана следующим образом

$$\frac{\sigma l_1}{2} + \frac{\sigma l_2}{2} = \frac{\sigma}{2}(l_1 + l_2)$$

и составляет 4250 кг соответственно.

Результаты моделирования нагружения стальных балок представлены на рис. 4. По шкале максимальное напряжение по критерию фон Мизеса составляет около 100 кг/мм².

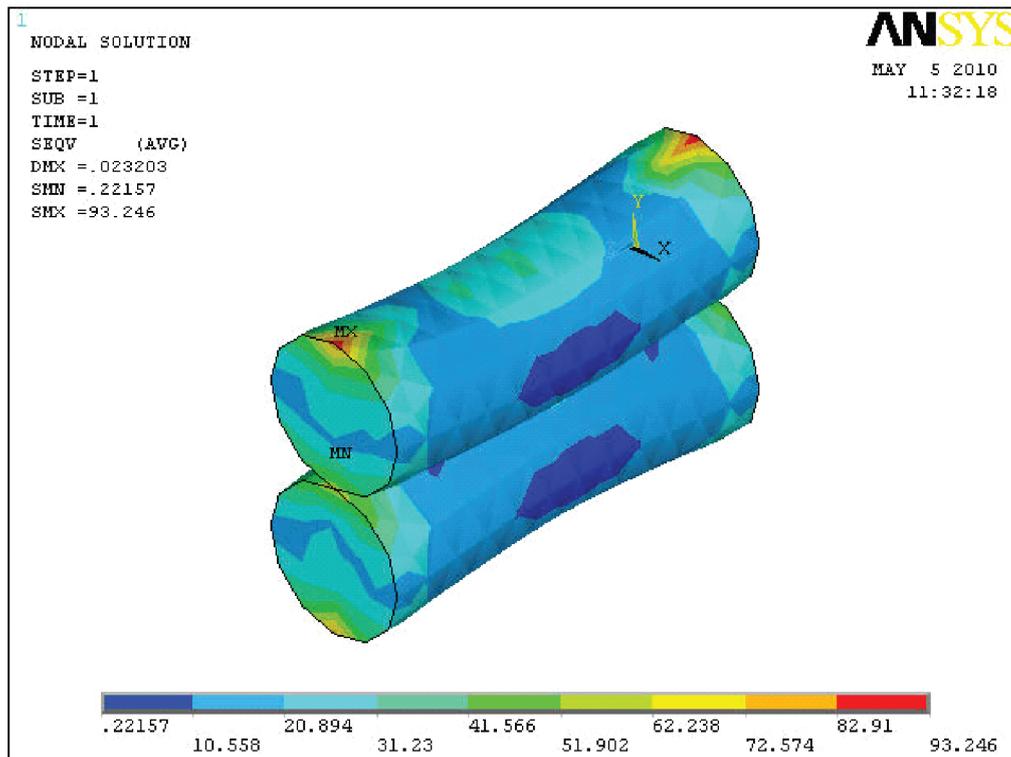


Рис. 4. Распределение напряжений стальных балок

Для верификации модели решим данную задачу аналитическим способом. Первоначально приведем все исходные данные к международной системе единиц. При сжатии двух цилиндров радиусами R_1 и R_2 , нагруженных нагрузкой, равномерно распределенной по длине цилиндров, интенсивностью P , наибольшее напряжение будет определяться по формуле:

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{PE \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}},$$

(если цилиндры сделаны из материала с коэффициентом Пуассона 0,3 и модулем упругости E). Тогда

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= 0,418 \sqrt{490500 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,035 \cdot 0,035}{0,035 + 0,035}} = 418 \sqrt{490500 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot \frac{2}{0,035}} = \\ &= 989673 \cdot 10^3 \text{ (Па)} \approx 98,9673 \text{ (кг/мм}^2\text{)}. \end{aligned}$$

Полученный расчетный результат $989673 \cdot 10^3$ Па и результат автоматизированного анализа в программном комплексе 100 кг/мм² (в системе СИ $981000 \cdot 10^3$ Па) имеют небольшое расхождение 0,8%.

Несмотря на то, что максимальные напряжения достаточно велики, это не означает разрушение материала в зоне контакта.

Полученные результаты работы могут использоваться для решения различных задач механики сплошных сред.

3. Контакт деформируемой модели с недеформируемой поверхностью

В качестве объектов исследования рассмотрены резиновый кубик и стальное основание (рисунок 5). Сверху кубик подвергается давлению. Необходимо определить напряжения и деформации кубика. Стальная форма принята абсолютно жесткой.

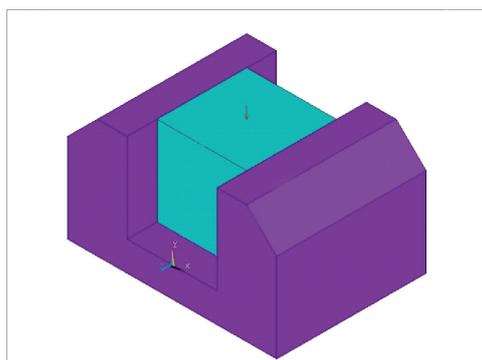


Рис. 5. Деформируемый кубик в жесткой форме

Жестко закрепляем основание формы, задаем в качестве контактных поверхностей – нижнюю грань резинового кубика и соприкасающуюся грань стальной недеформируемой формы (рис. 6).

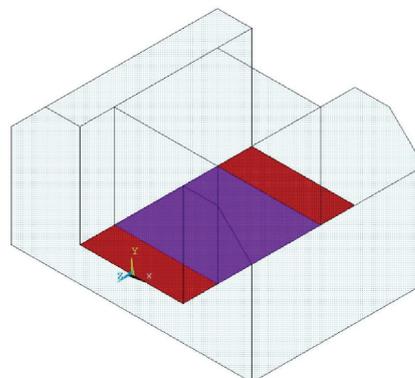


Рис. 6. Контактная пара

Анализируя полученные результаты, видно, что максимальные напряжения возникают на гранях резинового кубика, что соответствует действительности. Результаты моделирования представлены на рис. 7.

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: Pa
Time: 1
11.05.2010 23:54

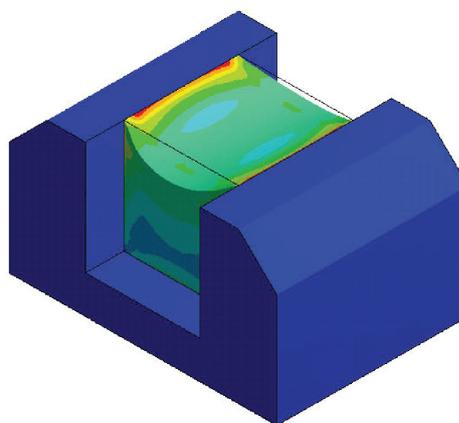
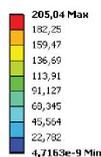


Рис. 7. Распределение контактных напряжений

Результаты проведенных исследований показали, что даже в зоне контакта возникают значительные напряжения, превышающие предел допустимых. Природа этого явления заключается в высоком уровне концентрации напряжений около нагруженного отверстия, где в зоне максимальных окружных напряжений имеет место коррозия трения, связанная с механическим истиранием поверхностей.

Таким образом, предложенная методика компьютерного анализа контактных напря-

жений является еще одним шагом на пути к точному моделированию деталей машин.

Список литературы

1. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах / Под общ. ред. Д.Г. Красковского. – М.: Компьютер Пресс, 2002. – 224 с.
2. Нургузин М.Р., Даненова Г.Т., Гордидлова О.О., Самарцев М.Г., Рейтаров О.В., Горлов С.С., Райц Н.Р. Об опыте применения ANSYS в задачах механики сплошных сред // Сборник трудов четвертой конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH, М., 2004 г. – С. 148-161.
3. Даненова Г.Т., Шодырова Б.Х., Махляйд А.А. Исследование контактных напряжений на основе программного комплекса ANSYS // Труды Университета. – Караганда: КарГТУ. – 2011. – № 4. – С. 66-69.