

УДК 629.3

АНАЛИЗ СХОДИМОСТИ КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОГО РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ О КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ТЕЛ

Суханова Ольга Анатольевна,

*Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель (Беларусь),
аспирант кафедры «Техническая физика и теоретическая механика».*

Аннотация

Статья посвящена разработке алгоритма решения контактной задачи с использованием программного комплекса конечноэлементного анализа ANSYS. Выполнен анализ влияния настроек свойств контактных пар на сходимость конечноэлементного решения задачи. Полученные результаты дают возможность выработки рекомендаций по ускорению расчета контактного взаимодействия деталей дисковых тормозов транспортных средств.

Ключевые слова: моделирование, контактная задача, допустимое максимальное проникновение, контактная жесткость, сходимость решения, конечноэлементный расчет.

ANALYSIS OF CONVERGENCE SOLUTIONS FINITE ELEMENT PROBLEMS ON THE CONTACT INTERACTION

Sukhanova Olga Anatolevna,

Belarusian State University of Transport, Gomel (Belarus),

*Post-graduate student of the department “Technical Physics and Theoretical
Mechanics”.*

Abstract

The article is devoted to the development of an algorithm for solving the contact problem with the use of finite element analysis software ANSYS. It is analysed influence the effect of properties contact pairs settings on finite element

solution convergence. The results made it possible to develop recommendations to accelerate the contact interaction computation for the vehicles disc brakes parts.

Keywords: modeling, contact problem, penetration tolerance, normal penalty stiffness, convergence of solutions, finite element solutions.

Одним из основных узлов, обеспечивающих безопасность движения транспортных средств, является тормозная система. В настоящее время помимо требований к эффективности торможения, актуальной является задача о снижении шума, возникающего при работе таких систем. В числе основных причин возникновения шума при работе дисковых тормозов является трение скольжения, сопровождаемое вибрацией фрикционных элементов. Экспериментальный анализ вибрационных процессов при работе тормоза чрезвычайно сложен и требует больших затрат средств. Поэтому здесь целесообразно использование теоретических методов исследования.

Особенностью контактных задач является наличие на части поверхности упругого тела связей с иным телом, абсолютно жестким или упругим. При этом основными задачами являются: определение формы и размеров площадки контакта тел при их деформации; нахождение величины и закона распределения давления, оказываемого одним телом на другое и передаваемого через площадку контакта; определение величины сближения тел, обусловленного их деформацией [1]. Такие задачи имеют большое практическое значение и решаются, как правило, методами теории упругости. Точные решения получить удается редко, поэтому большое внимание уделяется приближенным и численным методам.

Ранее рядом исследователей выполнено численное моделирование контактного взаимодействия элементов тормозных систем. Так Ali Belhocine с соавторами в своих работах исследовал напряженные состояния, деформации конструкции и контактные давления в местах соприкосновения тормозного диска и колодок за один цикл остановки при торможении при различных скоростях движения и коэффициентах трения без учета тепловых эффектов [2].

Эти же авторы изучали тепловое поле роторного сплошного и вентилируемого чугунного дисков при торможении. Показано, что радиальная вентиляция играет важную роль в охлаждении диска. Также анализировалось влияние режима торможения на тепловое поведение тормозного диска [3].

G. Babukanth и M. Vimal Teja рассмотрели термоупругое поведение тормозного диска при многократном торможении [4]. Исследовано явление термоупругой неустойчивости (нестабильный рост контактного давления и температуры), установлено влияние свойств материала на максимальную температуру на поверхности трения.

Andrei-Ionut Stefancu с соавторами методом конечных элементов проанализировали явление фрикционного нагрева [5]. Исследовались напряжения (нормальное и сдвига) и общее распределение температуры, а также их зависимость от коэффициента трения и силы, действующей по нормали к поверхности контакта. Обсуждаются ошибки, возникающие при таком анализе, связанные со сложностью точной модели, которая смогла бы описать всю совокупность процессов, происходящих при относительном движении контактных поверхностей. Предложено конкретные расчеты подтверждать экспериментами. Установлено, что для термомеханического анализа при максимальных температурах можно использовать конечные элементы без срединных узлов; если же необходимо определить точное распределение температуры, то необходим высокий порядок конечных элементов.

В статье С. Дарязаде рассматривается напряженное и деформированное состояние тормозного диска автомобиля при силовом и температурном нагружениях [6]. Выполнен анализ внешних воздействий на тормозной диск при экстренном торможении, для чего решены задачи нестационарной теплопроводности и термоупругости.

Oday I. Abdullah и Josef Schlattmann исследовали распределение давления между контактными поверхностями фрикционной муфты, напряженное состояние, взаимное проникновение при различных значениях контактной

жесткости [7]. Учитывались два вида нагружения: действие осевой сжимающей силы и центробежной силы, обусловленной вращением. Проскальзывание между контактными поверхностями после прекращения относительного движения не учитывается. Действием тепловой нагрузки пренебрегают. Установлено, что контактное давление прямо пропорционально значению коэффициента контактной жесткости.

Авторы названных работ отмечают, что при решении контактных задач методом конечных элементов возникают определенные трудности, зависящие от конкретной расчетной схемы, которые связаны со способами приложения нагрузок, свойствами материалов, особенностями граничных условий и др. факторами. Такая ситуация вызвана тем, что в ходе итерационной процедуры поверхности могут вступать или выходить из контакта внезапно и совершенно непредсказуемо. Поэтому при анализе контактного взаимодействия тел очень важно установить параметры, позволяющие обеспечить получение нерасходящегося конечноэлементного решения задачи.

Целью представленной работы является анализ влияния настроек свойств контактной пары на сходимость решения контактной задачи с использованием программного комплекса конечноэлементного анализа ANSYS применительно к модели дискового тормоза.

Как известно, алгоритм решения контактной задачи конечноэлементным методом включает в себя следующие основные шаги: создание геометрической и сеточной модели; определение свойств контактной пары; задание граничных условий, опций нагружения, после чего получают решение и выполняют анализ результатов.

В качестве объекта исследования принят сплошной тормозной диск с толщиной 20 мм и наружным диаметром 260 мм, находящийся в контакте с тормозной колодкой, которая в области контакта с диском имеет форму полусферы радиусом 15 мм. Геометрическая модель системы приведена на рисунке 1. В зоне контакта был создан дополнительный объем в виде цилиндра, внедренного в обе контактирующие поверхности, что позволило после

использования операции **Overlap** создать регулярную мелкую конечноэлементную сетку. Между тормозной колодкой и диском введено кольцо малой жесткости, функция которого состоит в предотвращении «разбегания» соприкасающихся тел. Названные дополнительные объемы в расчетной схеме показаны на рисунке 2.

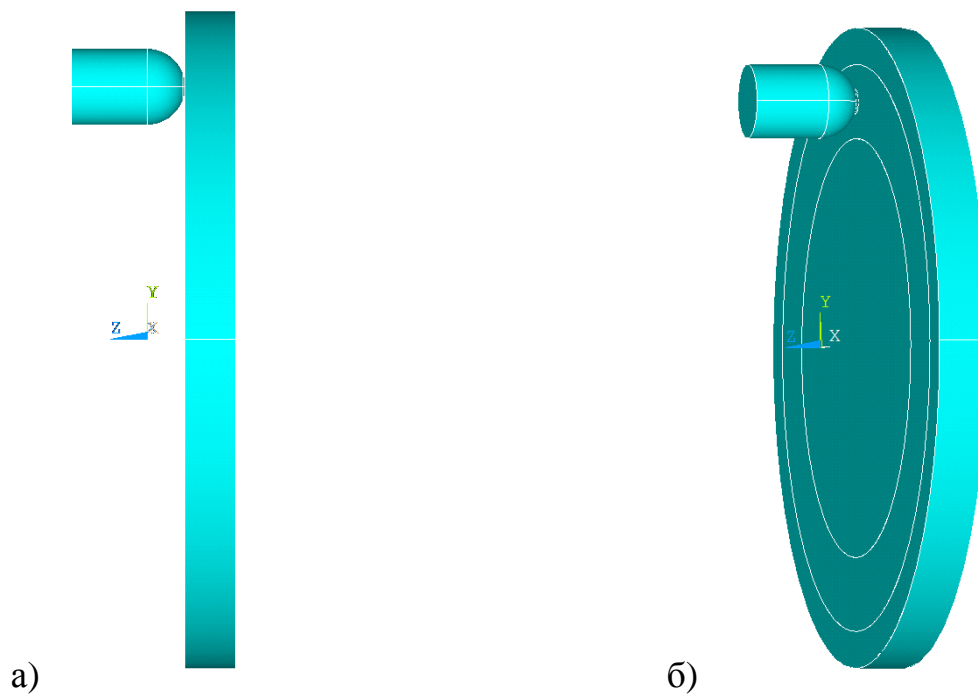


Рисунок 1 – Геометрическая модель системы: а – вид со стороны плоскости симметрии; б – аксонометрия

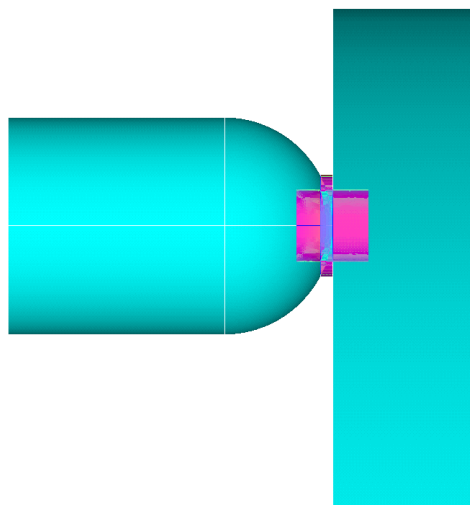


Рисунок 2 – Дополнительные объемы, созданные в месте контакта колодки с
ДИСКОМ

Материал деталей модели – нержавеющая сталь с модулем упругости 200 ГПа, коэффициентом Пуассона 0,3. При создании конечноэлементной сетки использовался тетраэдральный 10-узловой элемент – SOLID187, предназначенный для расчета объемных тел произвольной формы, к которым прикладываются произвольно ориентированные в пространстве нагрузки. В контактной паре – «поверхность-поверхность» целевой поверхностью являлась плоскость диска, контактной – полусферическая поверхность колодки. При моделировании значения коэффициента трения принимались в интервале от 0,1 до 0,3. Общее количество элементов модели составило около 20000. Рисунок 3 демонстрирует конечноэлементную сетку диска и колодки.

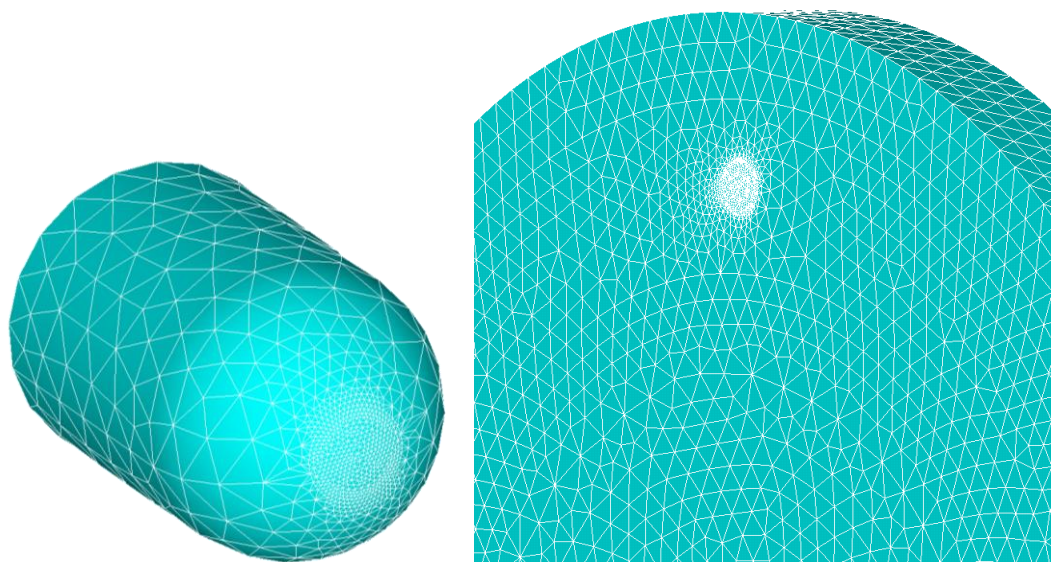


Рисунок 3 – Конечноэлементная сетка диска, колодки и кольца малой жесткости

При моделировании закрепления диска запрещалось перемещение его продольной оси симметрии. К торцевой поверхности колодки было приложено равномерно распределенное давление.

В программном комплексе ANSYS имеется ряд опций, которые могут влиять на сходимость конечноэлементного решения задачи: FKN определяет коэффициент нормальной контактной жесткости; FTOLN – это множитель, базирующийся на толщине элемента, который используется для расчета

допустимого проникновения; ICONT – фактор начальной замкнутости; PINB определяет радиус области поиска контактной пары; PMIN и PMAX определяют допустимый уровень проникновения при начальном проникновении; TAUMAX задает максимальное контактное трение; CNOF указывает положительную или отрицательную величину сдвига, применяемую к контактной поверхности; FKOP указывает коэффициент жесткости, применяемый когда контакт открыт; FKT устанавливает тангенциальную контактную жесткость; CONE устанавливает величину усилия трения покоя; TSS коэффициент контактной теплопроводности.

Нами выполнен анализ влияния на сходимость конечноэлементного решения задачи параметров FTOLN и FKN. При этом значения множителя FTOLN изменялись в диапазоне 0,5–2, а коэффициента FKN в интервале 0,01–10.

В литературе по ANSYS отмечается, что очень высокое значение жесткости (коэффициента FKN) может привести к плохому состоянию матрицы жесткости и к трудностям схождения. С другой стороны, при слишком больших внедрениях FKN следует увеличить, а FTOLN уменьшить [8]. Противоречивость названных рекомендаций говорит о том, что значения указанных коэффициентов надо в каждом конкретном случае подбирать заново. Нами в ходе многократных расчетов установлено, что при различных нагрузках для рассматриваемой задачи наилучшие результаты с точки зрения сходимости дает сочетание значения FKN, равного 10, со значениями FTOLN, находящимися в диапазоне 0,05–0,1.

Как показали наши расчеты, на сходимость контактной задачи также существенно влияет размер «временного» шага, который характеризует степени приложения нагрузки. Он должен быть достаточно маленьким, чтобы захватить истинную контактную зону, иначе плавный перенос контактных сил претерпевает разрывы. При выполнении расчета настройки предполагали деление каждого шага нагрузки максимально на 10 подшагов, но из-за хорошей сходимости решения программой это количество было автоматически

уменьшено до шести. Таким образом, адекватное решение контактной задачи удалось получить, значительно сократив время расчета. Полученное распределение контактных напряжений в зоне контакта приведено на рисунке 4.

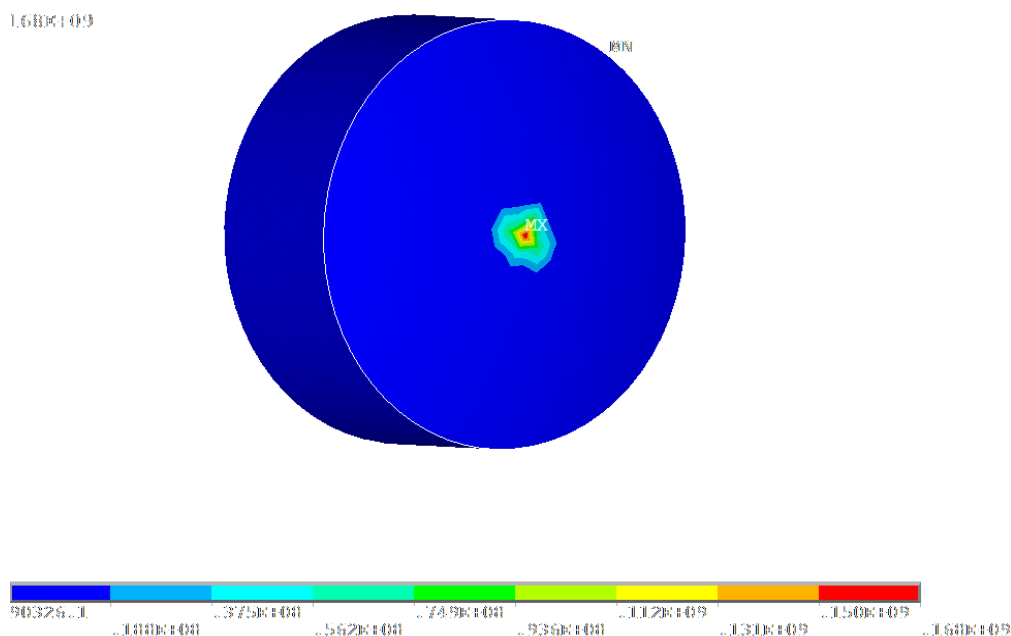


Рисунок 4 – Распределение контактных напряжений в зоне контакта

Сравнение, выполненное для нескольких значений приложенного к торцевой поверхности колодки давления, показало, что различие в максимальных напряжениях, полученных в результате конечноэлементного расчета и аналитическим путем по формуле Герца не превышает 3 %, что подтверждает корректность выполненных расчетов.

Таким образом, проведенные исследования позволили установить диапазоны значений параметров FKN , определяющего контактную жесткость, и $FTOLN$, используемого для расчета допустимого проникновения, при которых обеспечивается сходимость решения рассматриваемой задачи. При этом получено реалистичное распределение напряжений в области контакта и удалось уменьшить время расчета. Полученные результаты планируется использовать при решении практических задач о контактном взаимодействии деталей тормозных систем.

Библиографический список:

1. Старовойтов Э. И. Механика материалов: учебник. Гомель: БелГУТ, 2011. 304 с.
2. Belhocine A., Bakar A.R.A., Bouchetara M. Structural and Contact Analysis of Disc Brake Assembly During Single Sop Braking Event // *Mechanica Confab.* 2014. Vol. 3. No. 2. P. 9-18.
3. Belhocine A., Bakar A.R.A., Bouchetara M. Numerical Modeling of Disc Brake System in Frictional Contact // *Tribology in Industry.* 2014. Vol. 36. No. 1. P. 49-66.
4. Babukanth G., Teja M.V. Transient Analysis of Disc Brake By using Ansys Software // *International Journal of Mechanical and Industrial Engineering.* 2012. Vol. 2. P. 21-25.
5. Stefancu A.I., Melenciuc S.C., Budescu M. Finite Element Analysis of Frictional Contacts // *Buletinul Institutului Politehnic Din Iasi.* 2011. Vol. 57. No. 3. P. 131-139.
6. Дарязде С. Исследование термоупругого состояния тормозного диска автомобиля // *Вестник НТУ «ХПИ» Динамика и прочность машин: Сборник научных трудов; Харьковский политехнический институт.* Харьков, 2008. № 47. С. 65-69.
7. Abdullah O.I., Schlattmann J. Contact Analysis of Dry Friction Clutch System // *Mechanical engineering.* 2013. P. 1-9.
8. Решение контактных задач в ANSYS 6.1. М.: CAD-FEM, 2003. 138 с.