

Сорокатый Р.В.

Хмельницкий национальный университет,
г. Хмельницкий, Украина

РЕШЕНИЕ ИЗНОСОКОНТАКТНЫХ ЗАДАЧ МЕТОДОМ ТРИБОЭЛЕМЕНТОВ В СРЕДЕ КОНЕЧНО - ЭЛЕМЕНТНОГО ПАКЕТА ANSYS

Введение

Процесс технического перевооружения ведущих промышленных предприятий, проектных организаций, требует обновления материального обеспечения для задач инженерного моделирования в виде разработки новых и совершенствования существующих систем автоматизированного проектирования. Главной задачей внедрения САПР, является снижение издержек и сжатие сроков проектирования за счет замены реальных процессов прототипирования, макетирования, испытаний и т.д. – их виртуальными аналогами.

Методы расчетов на прочность достаточно широко используются в конструкторской практике благодаря наличию широкого спектра программного обеспечения, например, таких мощных программных продуктов как ANSYS, Cosmos, ABAQUS и др., которые ориентированы на решение широкого круга инженерных задач. В тот же время, темпы использования проектного расчетного анализа износостойкости конструкций существенно отстают. Существующие методы анализа долговечности конструкций по критерию износостойкости, как аналитические та и численные, не имеют пока логического завершения в виде программных продуктов, реализованных в системах автоматизированного проектирования.

Одним из численных методов решения задач моделирования износостойкости конструкций является метод трибоэлементов (МТЭ), реализованный в работах [1-6] для подшипников скольжения с тонкими антифрикционными покрытиями. Результаты, полученные в [1-6], показали перспективность в использовании метода в качестве теоретической основы создания САПР, в частности, для расчетного анализа узлов трения. Однако для использования МТЭ в САПР необходимо расширить область применения данного метода для более широкого круга триботехнических задач, в которых должны учитываться особенности конструкции узлов трения, специфика контактного взаимодействия элементов, условия нагружения и другие особенности функционирования трибоузлов.

Наиболее перспективным в данном направлении представляется совместное использование метода трибоэлементов и метода конечных элементов, как наиболее адаптированного для решения инженерных задач связанных с анализом напряженно-деформированного состояния конструкций и сопряженных с ними задач.

В качестве программного продукта для совместной реализации методов был выбран многоцелевой конечно-элементный пакет для проведения анализа широкого круга инженерных дисциплин ANSYS. Кроме преимуществ универсальности, наличия широкого спектра аналитико-алгоритмического обеспечения решения задач, важным фактором, который способствовал выбору данного пакета, было наличие интегрированного параметрического языка программирования APDL. Параметрический язык программирования APDL (ANSYS Parametric Design Language), является составной частью пакета и позволяет автоматизировать стандартные задачи, создавать параметризованные модели, включать как составную часть пакета программные модули, для реализации специфических задач в среде ANSYS.

Следует отметить, что для решения частных задач моделирования износа пакет ANSYS использовался в [7]. В частности, в работе [7], с помощью пакета решалась задача о взаимодействии дискового сегмента и диска при малоамплитудном (в пределах $\pm 3^\circ$) возвратно-вращательном движении.

Целью данной работы является расширение возможностей метода трибоэлементов путем использования результатов конечно-элементного анализа напряженно-деформированного состояния элементов трибосопряжения в качестве данных для определения параметров трибоэлементной модели изнашивания.

1. Обобщенный алгоритм решения износоконтактных задач в среде пакета ANSYS

В общем случае, методика решения износоконтактных задач сводится к следующему:

1. Построение, с использованием препроцессора пакета ANSYS, геометрической модели трибосопряжения.
2. Представление изнашиваемой поверхности в виде некоторого числа трибоэлементов с сохранением массива данных их геометрического положения;
3. Построение средствами пакета конечно-элементной модели упругих элементов трибосопряжения. При этом накладывается условие геометрического совпадения части узлов конечных элементов, расположенных на изнашиваемой поверхности, с местом расположения трибоэлементов.

4. Создание, средствами ANSYS, конечно-элементных контактных поверхностей.
5. Определение значений контактных давлений в узлах расположенных в местах расположения трибоэлементов, путем решения задачи контактного взаимодействия элементов трибосопряжения средствами пакета ANSYS.
6. Определение параметров трибоэлементной модели изнашивания, с использованием полученных результатов решения.
7. Определение математического ожидания величины износа для каждого трибоэлемента, с сохранением полученных векторов безусловных вероятностей нахождения трибоэлементов в том или ином состоянии.
8. Определение, с учетом величины износа, новых координат узлов конечных элементов, расположенных на изнашиваемой поверхности в местах расположения трибоэлементов.
9. Построение, с учетом изменения координат узлов, кубического сплайна геометрической модели изнашиваемой поверхности.
10. Выполнение пунктов 3 - 9 данного алгоритма.

Практическая реализация данного алгоритма показана на примере решения задачи об изнашивании радиального подшипника скольжения с антифрикционным элементом, расположенным во втулке.

2. Расчетные схема и модель

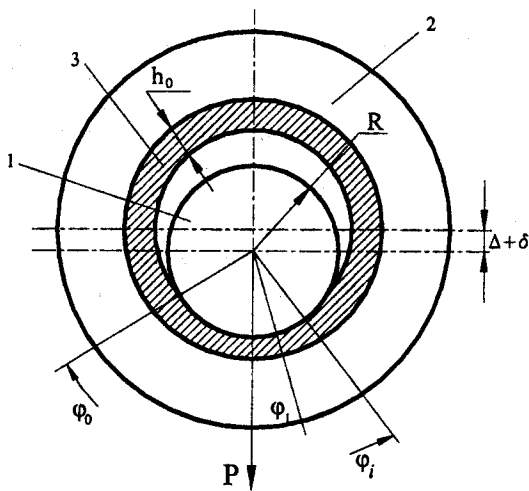


Рис. 1 – Расчетная схема:
1 – цапфа; 2 – втулка;
3 – антифрикционный элемент

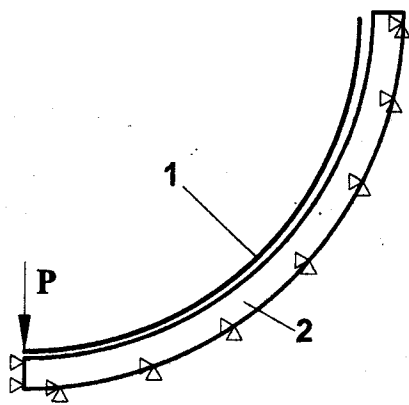


Рис. 2 – Расчетная модель:
1 – цапфа; 2 – антифрикционный элемент

Подшипник скольжения состоит из цапфы 1, втулки 2 и антифрикционного элемента 3 (рис. 1). Цапфа расположена без перекоса, нагружена равномерно распределенной по длине силой P и совершает вращательное движение. Тела 1 и 2 – жесткие, 3 – упругое. Износ сопряжения определяется износом тела 3.

Согласно приведенной расчетной схеме, в препроцессоре ANSYS составлена параметризованная расчетная модель приведенная на рис. 2.

При построении модели, исходя из условий задачи, контактное взаимодействие элементов трибосопряжения моделировалось жестко-податливым контактом. Цапфа подшипника скольжения 1, как жесткая, рассматривалась в качестве целевой поверхности. Антифрикционный элемент 2 – в качестве контактной поверхности (рис. 2).

На контактной изнашиваемой поверхности антифрикционного элемента зафиксировано геометрическое положение трибоэлементов, расположенных равномерно под некоторым углом φ_i относительно вертикальной оси.

Для создания сеточной конечно-элементной модели антифрикционного элемента использовались восьмиузловые элементы второго порядка PLANE82. Данные элементы обеспечивают наиболее точные результаты для смешанных сеток (состоящих из треугольных и четырехугольных элементов), получаемые средствами автоматизированной разбивки, допускают нерегулярную форму элемента без потери точности, имеют совместные формы перемещений и пригодны для описания искривленных границ.

Для создания контактной пары "цапфа-антифрикционный элемент" использовались

контактные элементы "поверхность - поверхность". Целевая поверхность описывалась элементами TARGE169, контактная - CONTA172.

Выбор контактных элементов "поверхность - поверхность" обусловлен тем, что данные элементы:

- поддерживают элементы низкого и высокого порядка на поверхности;
- поддерживают большие деформации, со значительным скольжением и трением;
- позволяют лучше рассчитывать такие параметры, как нормальное давление и напряжение трения;
- не имеют ограничений на форму целевой поверхности.
- допускают многочисленные способы управления моделированием, такие как связанный контакт, автоматическое начальное размещение целевой поверхности таким образом, чтобы она находилась в контакте, смещение контактной поверхности и определяемое пользователем контактное смещение.

Нагрузка приложена к созданному на целевой поверхности ведущему узлу, который несет на себе функции по заданию движения поверхности.

3. Математическая модель

В качестве алгоритма для решения контактной задачи выбран модифицированный метод Лагранжа, который базируется на итеративном ряде штрафных корректировок при поиске точных коэффициентов Лагранжа, т. е. контактных сил сцепления. Выбор метода обусловлен, более быстрой сходимостью решения (по сравнению с методом "штрафов"), а также, тем что модифицированный метод Лагранжа менее чувствителен к величине коэффициента контактной жесткости.

Изнашивание, согласно методу трибоэлементов [1 - 6], рассматривалось как случайный процесс марковского типа с дискретным временем и состояниями. В момент времени $t = 1$ вероятности нахождения ТЭ в том или ином состоянии определялись как произведение вектора начальных состояний $[p_j]$ на матрицу переходных вероятностей (МПВ) $[W_{ij}]$:

$$[p_j(t=1)] = [p_j(t=0)][W_{ij}], \quad i, j = 1, 2, \dots, K_C, \quad (1)$$

где $[p_j(t=0)]$ – вектор начальных состояний;

$[p_j(t=1)]$ – вектор безусловных вероятностей нахождения ТЭ в i -х состояниях ($i = 1, \dots, K_C$)

в момент времени $t = 1$;

$[W_{ij}]$ – матрица переходных вероятностей.

Вероятности состояний ТЭ в момент времени $t > 1$ определялись как произведение $[p_j(t-1)]$ вектора безусловных вероятностей в момент $t - 1$ на МПВ, задающую поведение ТЭ в момент времени t :

$$[p_j(t)] = [p_j(t-1)][W_{ij}], \quad i, j = 1, 2, \dots, K_C. \quad (2)$$

Компоненты вектора начальных состояний $[p_j(t=0)]$ определялись из допущения, что в начальный момент времени ТЭ находился в первом состоянии:

$$[p_j(t=0)] = [1, 0, 0, \dots, 0]. \quad (3)$$

Процессы накопления трибоповреждений относятся к классу кумулятивных повреждений [9], поэтому для описания поведения ТЭ использовалась МПВ с единичными скачками вверх и наличием поглощающего состояния [1 - 6], которая достаточно полно отражает механическую сущность процесса изнашивания, а именно последовательное разрушение слоев материала:

$$[W_{ij}] = \begin{bmatrix} w_{11}(t) & w_{12}(t) & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & w_{22}(t) & w_{23}(t) & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Под поглощающим состоянием понимается состояние полного износа антифрикционного слоя.

Компоненты $w_{ij}(t)$, согласно [1] определялись:

$$w_{ij}(t) \cong \lambda_i(t) \Delta t, \quad \text{для } i \neq j, \quad (5)$$

где $\lambda_i(t) = V_i(t)/h$ – интенсивность потока изнашивания;

Δt – промежуток времени, определяющий величину цикла нагружения;

h – величина, определяемая из условия ординарности потока;

$V_i(t)$ – скорость изнашивания в момент времени t .

Величина износа h выбирается из условия, что за один цикл нагружения вероятность возникновения величины износа больше h , ничтожно мала.

Значение величины износа слоя определяется через математическое ожидание \bar{m}_i нахождения ТЭ:

$$z_i = (\bar{m}_i - 1)h, \quad (6)$$

где $\bar{m}_i = \sum_{i=1}^{K_C} i p_i(t)$, $i = 1, 2, \dots, K_C$ – математическое ожидание;

$p_i(t)$ – безусловные вероятности состояний ТЭ;

$$h = \varepsilon / (K_C - 1).$$

В начальный момент времени предполагалось, что все элементы находились в состоянии 1.

В качестве функции скорости изнашивания от контактных давлений и скорости скольжения использовалась степенная зависимость вида:

$$V_i = K_w V^\beta p(\varphi, \varphi_0(t))^\gamma, \quad (7)$$

где V_i – скорость изнашивания;

K_w – коэффициент интенсивности изнашивания;

V – скорость скольжения вала по антифрикционному слою;

$p(\varphi, \varphi_0(t))$ – контактные давления;

β, γ – показатели степени.

4. Численная реализация

С целью сравнения результатов, полученных в данной работе, с результатами [1], расчетный анализ проводился для следующих значений [1]: $P = 3 \cdot 10^5$ Н/м; $h_0 = 3 \cdot 10^{-3}$ м; $\Delta = 3 \cdot 10^{-4}$ м; $R = 6 \cdot 10^{-2}$ м; $K_w = 10^{-15}$ м²/Н; $\alpha = 1$; $V = 1$ м/с.

Задачей первого этапа численной реализации, было получение данных для оценки результатов решения, полученных в работе [1] и с использованием метода конечных элементов.

Распределение контактных давлений по поверхности контакта в начальный момент времени, без учета сил трения (коэффициент трения $f = 0$), полученное в результате численного анализа, приведено на рис. 3.

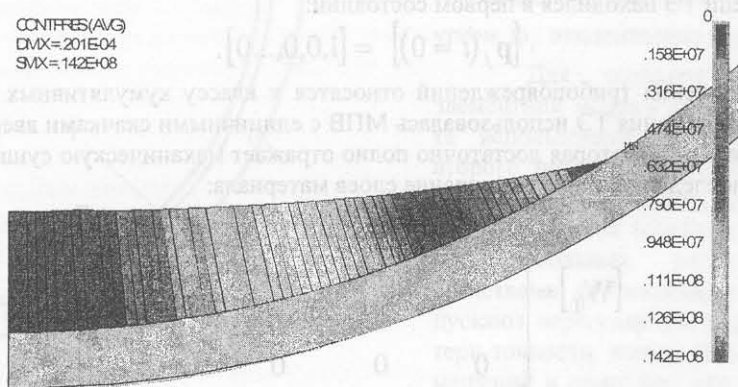


Рис. 3 – Распределение контактных давлений (Па) по поверхности контакта в начальный момент времени

Сравнительный анализ результатов, полученных в [1] и методом конечных элементов (рис. 4) показывает, что данные достаточно хорошо согласуются.

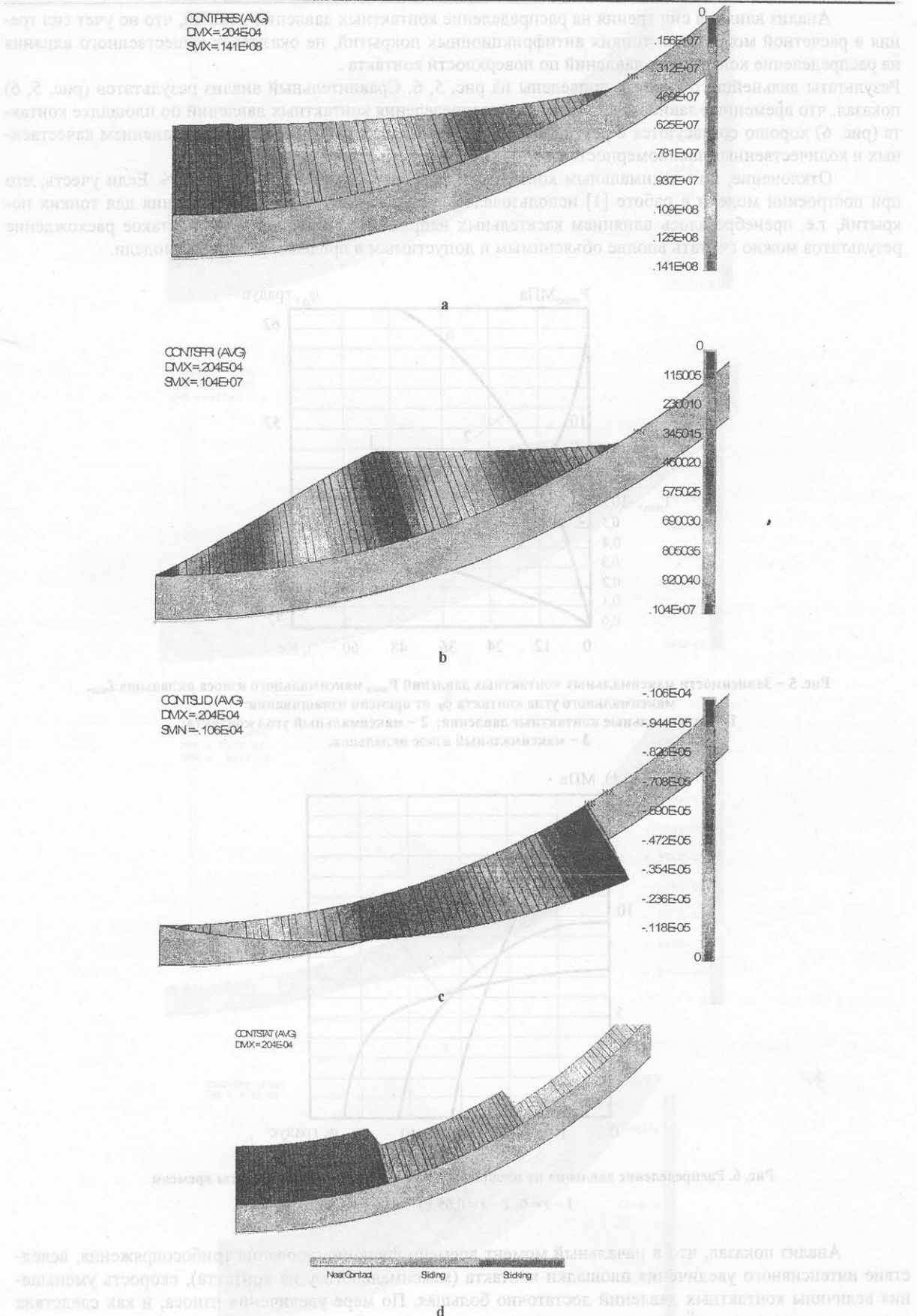


Рис.4. Результаты расчетов с учетом сил трения ($f = 0,1$) в начальный момент времени
 а – контактные давления; б – контактные давления от сил трения;
 в – поверхностное проскальзывание; г – зоны сцепления, проскальзывания

Анализ влияния сил трения на распределение контактных давлений показал, что не учет сил трения в расчетной модели для тонких антифрикционных покрытий, не оказывает существенного влияния на распределение контактных давлений по поверхности контакта.

Результаты дальнейшего анализа приведены на рис. 5, 6. Сравнительный анализ результатов (рис. 5, 6) показал, что временные зависимости (рис. 5) и распределения контактных давлений по площадке контакта (рис. 6) хорошо согласуются с результатами полученными в работах [8, 1], с сохранением качественных и количественных закономерностей.

Отклонение, по максимальным контактным давлениям, составляет около 6 %. Если учесть, что при построении модели в работе [1] использовалась модель винклеровского основания для тонких покрытий, т.е. пренебрегалось влиянием касательных напряжений на нормальные, то такое расхождение результатов можно считать вполне объяснимым и допустимым в пределах расчетной модели.

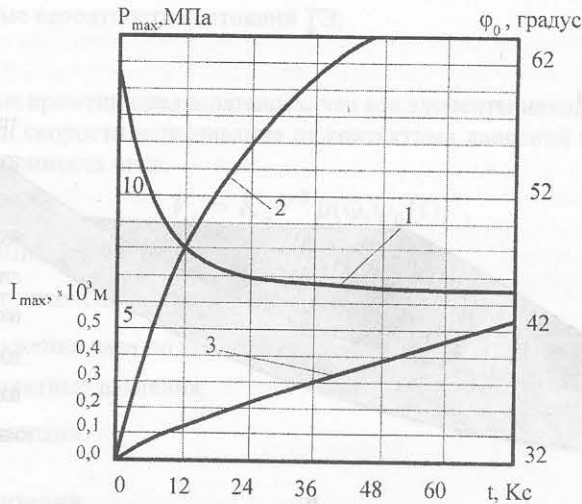


Рис. 5 – Зависимости максимальных контактных давлений P_{max} , максимального износа вкладыша I_{max} , максимального угла контакта ϕ_0 от времени изнашивания:
1 – максимальные контактные давления; 2 – максимальный угол контакта;
3 – максимальный износ вкладыша.

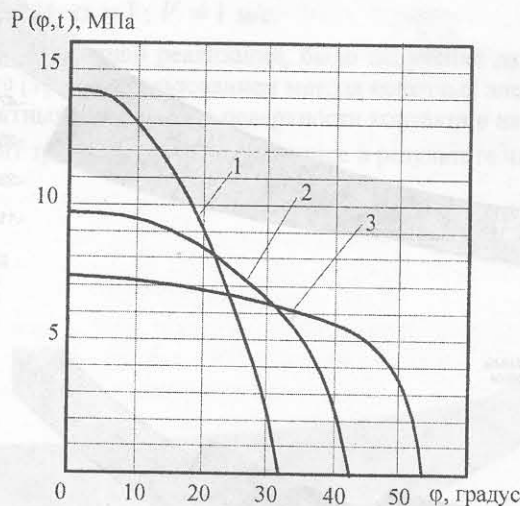
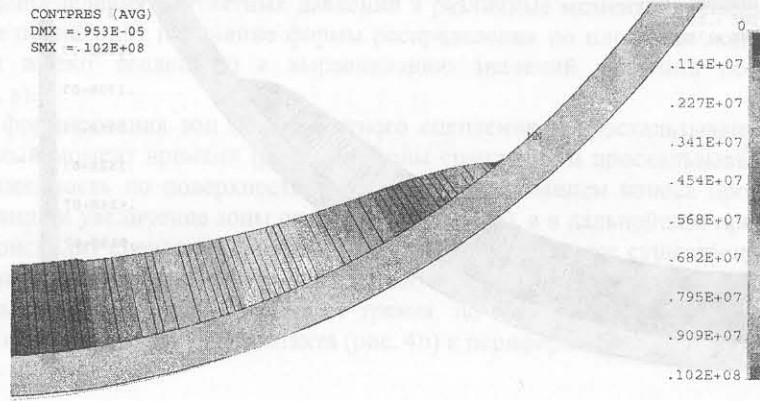
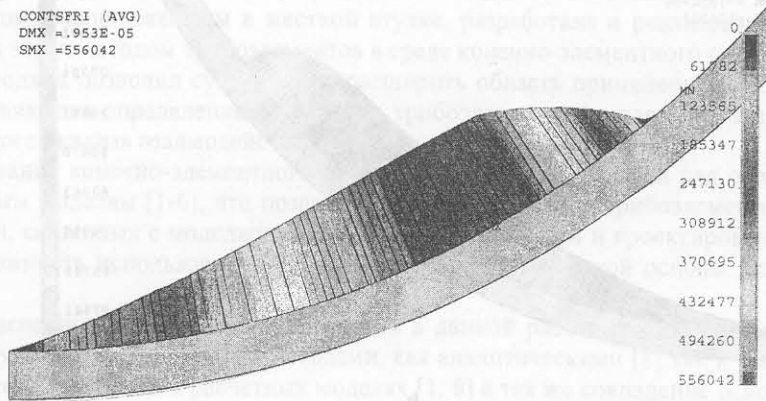


Рис. 6. Распределение давления на площадке контакта в различные моменты времени
1 – $t=0$; 2 – $t=0,65 \cdot 10^{-4}$ с; 3 – $t=1,88 \cdot 10^{-4}$ с

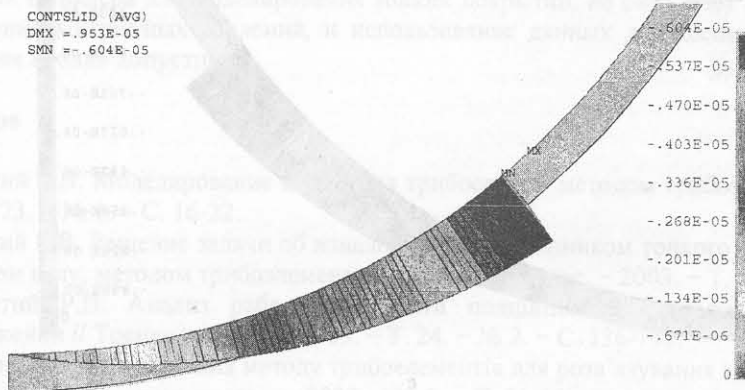
Анализ показал, что в начальный момент времени функционирования трибосопряжения, вследствие интенсивного увеличения площадки контакта (максимального угла контакта), скорость уменьшения величины контактных давлений достаточно большая. По мере увеличения износа, и как следствие увеличения угла контакта, узел трения выходит на стационарный режим изнашивания. Зависимость максимального износа (рис. 5, зав. 3) в начальный период времени имеет некоторую нелинейность, а затем выходит на стационарный режим, о чем свидетельствует почти линейная зависимость от времени изнашивания в последующие моменты времени.



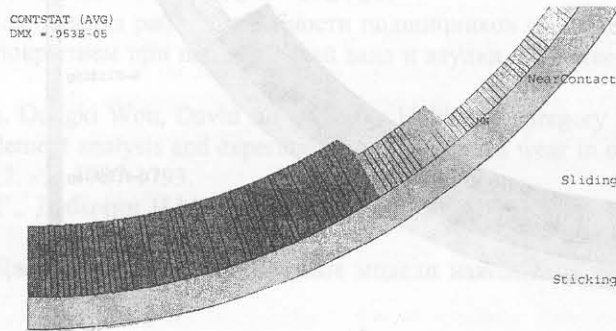
a



b



c



d

Рис. 7 – Результаты расчетов с учетом сил трения ($f = 0,1$) в момент времени $t = 5$ Кс
а – контактные давления; б – контактные давления от сил трения;
с – поверхностное проскальзывание; д – зоны сцепления, проскальзывания.

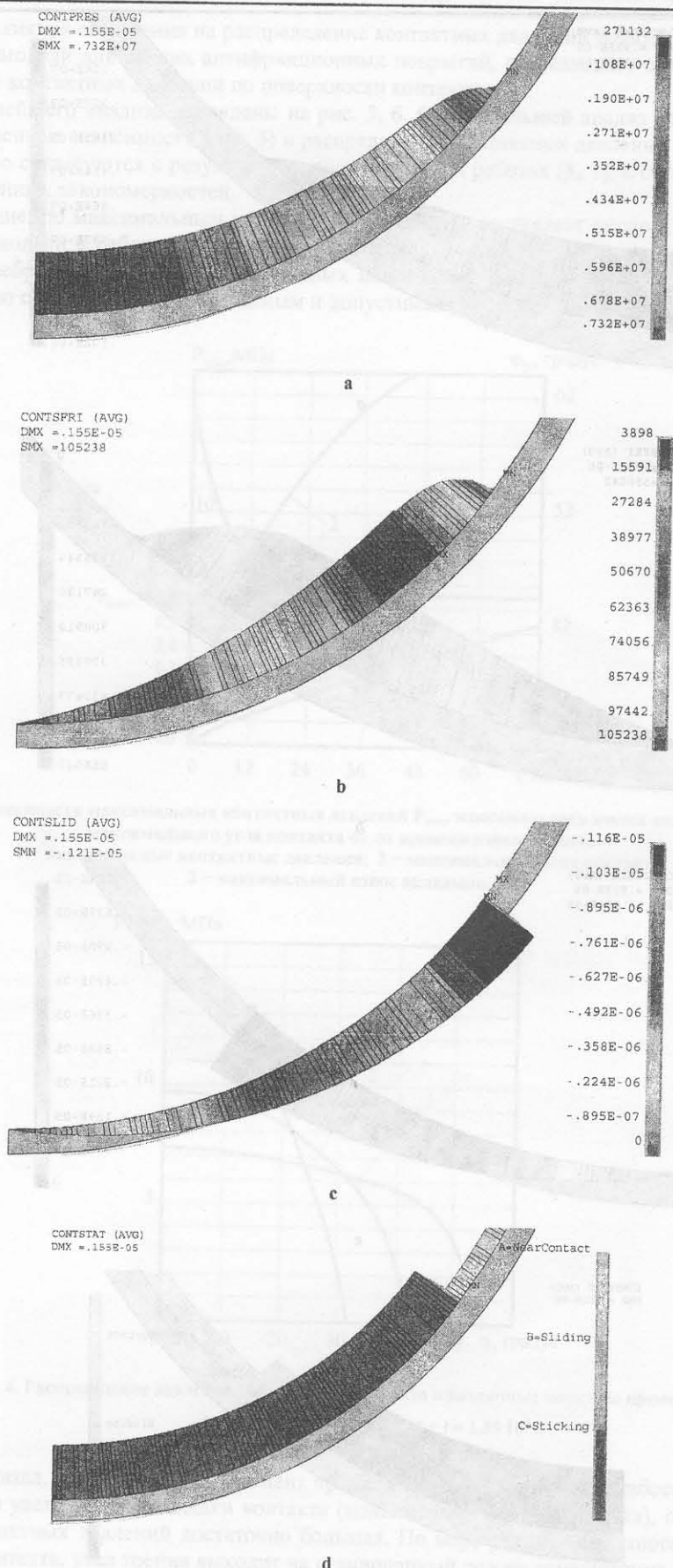


Рис. 8 – Результаты расчетов с учетом сил трения ($f=0,1$) в момент времени $t = 18,8$ Кс
 а – контактные давления; б – контактные давления от сил трения;
 в – поверхностное проскальзывание; г – зоны сцепления, проскальзывания

Анализ распределения контактных давлений в различные моменты времени показывает, что по мере изнашивания происходит изменение формы распределения по площадке контакта, а именно, контактные давления имеют тенденцию к выравниванию значений давлений по площадке контакта (рис. 4, а, б, 7, а, 8, а).

Характер формирования зон поверхностного сцепления и проскальзывания свидетельствует о том, что в начальный момент времени (рис. 4, d) зоны сцепления и проскальзывания имеют примерно одинаковую протяженность по поверхности контакта. С увеличением износа происходит уменьшение зоны проскальзывания и увеличение зоны сцепления (рис. 7, d), а в дальнейшем практически по всей области контакта происходит сцепление (рис. 8, d). При этом наблюдается существенное уменьшение максимальной величины поверхностного проскальзывания.

Максимальные контактные давления от трения, по мере изнашивания антифрикционного элемента, смещаются от центра площадки контакта (рис. 4б) к периферии (рис. 7, б, 8, б).

Выводы

На примере задачи об изнашивании радиального подшипника скольжения с упругим антифрикционным элементом, расположенным в жесткой втулке, разработана и реализована методика решения износоконтактных задач методом трибоэлементов в среде конечно-элементного пакета ANSYS.

Данный подход позволил существенно расширить область применения метода трибоэлементов, путем использования, для определения параметров трибоэлементной модели изнашивания, результатов конечно-элементного анализа взаимодействия сопряженных поверхностей.

Использование конечно-элементного пакета позволяет снять целый ряд ограничений, накладываемых к расчетным моделям [1-6], что позволит использовать метод трибоэлементов для решения широкого круга задач, связанных с моделированием работоспособности и проектированием узлов трения, а так же дает возможность использования МТЭ в качестве теоретической основы для разработки САПР узлов трения.

Анализ численных результатов, полученных в данной работе, показал хорошее соответствие с результатами, полученными различными методами, как аналитическими [8] так и численными [1] с точностью до допущений принятых в расчетных моделях [1, 8] а так же совпадение основных качественных и количественных закономерностей изнашивания данного типа узлов.

Результаты численного анализа показали, что учет сил трения на поверхности контакта и использование модели Винклера для моделирования тонких покрытий, не оказывает существенного влияния на распределение контактных давлений, и использование данных допущения в моделях первого уровня приближения вполне допустимо.

Литература

1. Сорокати́й Р.В. Моделирование поведения трибосистем методом трибоэлементов // Трение и износ. – 2002. – Т. 23. – № 1. – С. 16-22.
2. Сорокати́й Р.В. Решение задачи об изнашивании подшипником тонкого упругого слоя, закрепленного на жестком валу, методом трибоэлементов // Трение и износ. – 2003. – Т. 24. – № 1. – С. 35-41.
3. Сорокати́й Р.В. Анализ работоспособности подшипников скольжения при возвратно-вращательном движении // Трение и износ. – 2003. – Т. 24. – № 2. – С. 136-143.
4. Сорокати́й Р.В. Застосування методу трибоелементів для розв'язування зносоконтактних задач циліндричних шарнірів // Машинознавство. – 2003. – № 6. – С. 51-55.
5. Сорокати́й Р.В. Анализ работоспособности подшипников скольжения при перекосе осей вала и втулки // Трение и износ. – 2006. – Т. 27. – № 1. – С. 24-32.
6. Сорокати́й Р.В. Анализ работоспособности подшипников скольжения с тонким антифрикционным многослойным покрытием при перекосе осей вала и втулки // Трение и износ. – 2006. – Т. 27. – № 2. – С.155-164.
7. Nam Ho Kim, Dongki Won, David Burris, Brian Holtkamp, Gregory R. Gessel, Paul Swanson, W Gregory Sawyer Finite element analysis and experiments of metal/metal wear in oscillatory contacts // Wear. – 2005. - Vol.258, Iss. 11-12. - P. 1787-1793.
8. Горячева И.Г., Добычин Н.М. Контактные задачи в трибологии. – М.: Машиностроение. – 1988. – 256 с.
9. Богдановф Дж., Козин Ф. Вероятностные модели накопления повреждений. Пер. с англ. – Мир. – 1989. – 344 с.

Надійшла 16.03.2007