

Список литературы: 1. Тесленко А.А. / Заводская лаборатория. – 1998. – Т. 64, № 8. – С. 42-44. 2. Гаврилюк В.П., Гринев Б.В., Каплан М.С., Тесленко А.А., Тихонова Е.В. / Функциональные материалы. – 1995. – №4. – С. 543. 3. Тесленко А.А. Развитие метода фотоупругости и его применение к исследованию остаточных напряжений в монокристаллах. Автореф. дис. канд. физ.-мат. наук. – Харьков. 1991. – 22 с. 4. Тесленко А.А., Каплан М.С., Тиман Б.Л. и др. / Заводская лаборатория. – 1993. – Т. 59, № 2. – С. 64-66. 5. Тесленко А.А. Методы конечных элементов и фотоупругости // Вестник национального технического университета «ХПИ»: Тематический выпуск «Динамика и прочность машин». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2005. – № 22. – С. 143-148. 6. Александров А.Я., Ахмензянов М.Х. / В кн.: Поляризационно-оптические методы механики деформируемого тела. – Москва: Наука, 1973. – С. 146.

Поступила в редколлегию 17.04.2006.

УДК 539.3:629.833: 621.9.042

Н.Н.ТКАЧУК, НТУ «ХПИ»

ТОПОЛОГИЧЕСКИ РЕГУЛЯРНЫЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЕ СЕТКИ ДЛЯ ТЕЛ С КИНЕМАТИЧЕСКИ ГЕНЕРИРУЕМЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

В роботі запропоновано технологію побудови топологічно регулярних скінченно-елементних моделей тіл зі складною геометрією. Вона дозволяє отримувати параметризовані скінченно-елементні моделі в рамках процедури синтезу геометрії досліджуваних об'єктів і може бути реалізована у САЕ-комплексах.

In the paper a technology of topological regular finite element models generation for bodies with complicated geometry is proposed. It enables to achieve parameterized finite element models within the framework of researched objects' geometry synthesis procedure and can be implemented in CAE software.

Введение. Обширный класс машиностроительных конструкций содержит детали и узлы, форма поверхности которых проектируется в соответствии с функциональными и эксплуатационными требованиями к сопряжению и взаимодействию их с другими элементами конструкции. В этом случае в процессе проектирования необходимо учитывать и функциональные, и прочностные требования и ограничения, причем во взаимосвязи. Наибольшие трудности подобная взаимосвязанность геометрических и прочностных параметров представляет для элементов конструкций сложной формы, в которых под действием рабочих нагрузок реализуется сложное напряженно-деформированное состояние.

Для решения задач подобного класса была предложена технология, соединяющая в рамках единого итерационного процесса уточнения параметров этапы синтеза кинематически генерируемых поверхностей (КГП) и анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) сложнопрофильных тел (СПТ) с учетом контактного взаимодействия [1, 2]. Проблемным этапом при организации многовариантных исследований НДС являются операции с конечно-элементной моделью (КЭМ) исследуемого СПТ. Особенно это относится к управлению разбивкой на конечные элементы (КЭ) и считыванию ре-

зультатов конечно-элементного моделирования НДС. Широко используемые для построения КЭМ инструменты автоматизированной генерации конечно-элементных сеток наряду с очевидными преимуществами обладают и многими недостатками. Во-первых, имеется весьма ограниченный набор средств управления параметрами конечно-элементной разбивки, часть из которых неприменима для областей со сложной геометрией. Во-вторых, алгоритмы, заложенные в программных пакетах, универсальны и не учитывают особенности геометрии исследуемого объекта, следовательно, конфигурация элементов не всегда будет рациональной. В-третьих, численные результаты (значения перемещений, напряжений и т.д.), полученные с помощью автоматически построенных сеток, трудно передаваемы в другие этапы цикла исследований и требуют при такой передаче адаптации формата данных.

Указанные замечания приводят к необходимости разработки методов и алгоритмов построения конечно-элементных моделей тел, ограниченных поверхностями, определяемыми кинематическими соотношениями. От получаемых КЭМ требуется параметризуемость и связанность с геометрической моделью посредством набора общих параметров. Процедура генерирования конечно-элементной сетки должна быть удобно реализуема в пакетах конечно-элементного моделирования (CAE), сопрягаться со средствами геометрического моделирования (CAD) и управляться специально разработанными приложениями, нацеленными на решение связанных задач синтеза данного класса объектов.

В статье предлагается технология генерирования конечно-элементных сеток, которая удобно встраивается в общую схему проектирования. На примере решения задач синтеза геометрии рабочих поверхностей зубьев двухпараметрических передач [2, 3] и анализа их НДС показана реализация следующих этапов: разработка схемы параметрического описания геометрии и конечно-элементных моделей тел с кинематически генерируемыми поверхностями; создание алгоритма генерации топологически регулярных конечно-элементных сеток; оценка качества получаемых конечно-элементных моделей.

Алгоритм решения связанной задачи синтеза геометрии и анализа напряженно-деформированного состояния. Для решения задач анализа контактного взаимодействия тел, ограниченных КПП, и синтеза их конструктивных параметров предложена схема, описанная ранее в работе [1]. Эта схема позволяет решить задачу с выполнением поставленных требований к процессу решения: параметризованность всех применяемых моделей общими параметрами, наличие общего формата данных для всех этапов исследования, управляемость параметрами и удобство представления и анализа полученных результатов. Схема не имеет строгого порядка исполнения, однако каждый ее цикл состоит из синтеза геометрии по исходным параметрам, анализа НДС полученных тел и синтеза новых параметров на основе результатов анализа.

На первом этапе применяются кинематические соотношения, которые позволяют определить пары контактирующих точек поверхностей тел, находящихся в том или ином относительноном положении. Эти отношения неявно

задают форму рабочих поверхностей, от которых в первую очередь зависит характер контакта исследуемых тел. Разрешение кинематических соотношений в конечном числе относительных положений приводит к дискретному семейству точек на поверхности исследуемых тел с радиус-векторами:

$$r_{ij} = r(\varphi_i, u_j), \quad (1)$$

для которых φ_i, u_j могут быть значениями естественных для каждой из поверхностей параметров φ и u , отвечающих тому взаиморасположению тел, при котором контакт происходит в точке $r(\varphi, u)$ рабочей поверхности. Если каждый из параметров независимо от другого пробегает определенное множество значений, то полученное семейство точек образует дискретную сетку, линии которой близки к координатным линиям на действительной рабочей поверхности.

На втором этапе осуществляется анализ НДС при контактном взаимодействии элементов исследуемой системы. С этой целью решается контактная задача, исходными данными в которой являются координаты точек поверхностей тел и прочие геометрические характеристики (кривизны, направления и т.д.). Полученные из решения задачи синтеза геометрические данные могут или непосредственно быть переданы в процедуру решения, или подвергаться последующей обработке, заключающейся, например, в создании конечно-элементной модели.

Технология генерации топологически регулярных сеток. Основной характерной особенностью КПП является сложность их описания традиционным (принятым в настоящее время в CAD/CAE-системах) способом. Этот способ соответствует следующим этапам [4]:

1. строится дискретный набор точек $M_p, p = 1, \dots, N_M$, с некоторой точностью ε_M приближающих идеальную поверхность S_{id} ;

2. на построенное облако точек натягивается некоторая аппроксимирующая поверхность S_{ap} , при этом допускается погрешность ε_{ap} в определении координат текущей точки M_{ap} общего положения (в том числе и узлов КЭ):

$$|M_{ap} - M_{id}| \leq \varepsilon_{ap} \quad (M_{ap} \in S_{ap}, M_{id} \in S_{id}), \quad (2)$$

где M_{id} – ближайшая к M_{ap} точка на идеальной поверхности;

3. полученная поверхность S_{ap} либо отдельно, либо согласованно с другими поверхностями, с которыми она образует некоторый объем, разбивается в автоматическом или полуавтоматическом режиме на конечные элементы; при этом грани КЭ, выходящие всеми своими узлами на поверхность S_{ap} , отклоняются в своих пределах от нее на величину ε_e , обусловленную локальным характером поведения S_{ap} и формой соответствующей грани КЭ.

Таким образом, в рамках традиционной технологии на самом деле используются следующие поверхности: S_{id} – идеальная, точная; поверхность S_M , представленная дискретным набором точек M , близких к S_{id} ; аппроксимационная поверхность S_{ap} , натянутая на точки M ; граневая поверхность S_G , образованная множеством граней, узлы которых принадлежат S_{ap} и в общем случае не лежат на поверхности S_{id} . Допускается суммарная «поверхностно-

узловая» погрешность:

$$\varepsilon_{\Sigma} = |\varepsilon_M| + |\varepsilon_{ap}| + |\varepsilon_e|. \quad (3)$$

основная погрешность в описании формы поверхности заложена в слагаемых $\varepsilon_M, \varepsilon_{ap}$. Важно не только то, что они могут быть значительными, а и то, что для погрешностей $\varepsilon_M, \varepsilon_{ap}$ трудно установить априорные оценки; для управления данными величинами нет явных механизмов; при полностью автоматизированной разбивке в САЕ-системах эти величины практически бесконтрольны. В результате получаемое множество узлов конечно-элементной модели может иметь непредсказуемую и напрямую не управляемую погрешность расположения относительно идеальной поверхности.

Получаемая КЭМ в итоге имеет также непредсказуемую и напрямую неуправляемую «элементную» погрешность, обусловленную типом и формой используемых конечных элементов.

Естественно, что суммарное воздействие 2-х типов результирующих погрешностей (и «поверхностно-узловая», и «элементная» компоненты) может привести к значительному искажению результатов конечно-элементного моделирования НДС.

Для устранения возможных проблем предлагается алгоритм полуавтоматической генерации топологически регулярных сеток тел с КПП, который включает этапы: генерирование топологически регулярной сетки узлов КЭ с использованием свойств КПП с наперед заданной точностью на поверхности S_{id} , заданной в этом случае в своих естественных координатах; последующее создание множества КЭ, преимущественно состоящего из шестигранников (для этого требуется, например, соответствующая разбивка 6-ти участков поверхностей, в т.ч. КПП).

В данном случае можно пренебречь погрешностью ε_M , так как в большинстве случаев алгоритм синтеза точек КПП обладает достаточно высокой точностью. Суммарная погрешность «поверхностно-узловой» компоненты общей погрешности определяется только степенью отклонения формы «граневой» поверхности S_G от идеальной S_{id} . И хотя и в этом случае не всегда можно получить априорную оценку ε_e , можно получить практически точную апостериорную. Действительно, коль скоро заранее известна параметризация области посредством естественных кинематических параметров (обозначим их κ_1, κ_2 , рис. 1), а также форма «граневой» поверхности конечно-элементной модели, то при размещении узлов КЭ на координатных линиях имеем:

$$\varepsilon_e = \max_{G \in S_G} \min_{I \in S_{id}} |\mathbf{r}_G - \mathbf{r}_{id}| \cong \max_{\kappa_1, \kappa_2} |\mathbf{r}_G(\kappa_1, \kappa_2) - \mathbf{r}_{id}(\kappa_1, \kappa_2)|, \quad (4)$$

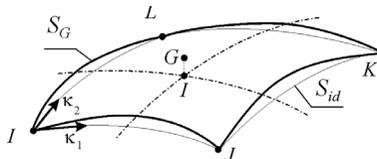


Рисунок 1 – К оценке погрешности «граневой» поверхности

где $\mathbf{r}_G(\kappa_1, \kappa_2)$ – радиус-вектор точки G «граневой» поверхности, для которой ближайшая точка идеальной поверхности I имеет координаты (κ_1, κ_2) , так что $\overrightarrow{GI} \perp S_{id}$. Имея полный контроль над процессом разбивки, можно управлять погрешностью КЭМ. Для вычисления отклонения ε_e поверхности граней сгенерированных КЭ от «идеальной» поверхности S_{id} можем воспользоваться точным значением координат некоторых точек этой поверхности, расположенных внутри грани (это может быть одна центральная точка или набор точек внутри грани и на ее ребрах) [5]. В результате становится принципиально возможным построение набора узлов, задающих КЭМ, аппроксимирующую кинематически генерируемую поверхность с наперед заданной точностью.

В отдельных случаях можно избежать вычислений, связанных с построением семейства КЭМ и нахождением для них отклонения ε_e , а заранее указать оптимальные параметры разбиения поверхности. Так, для трилинейных восьмиузловых элементов, грани которых представляют собой поверхности второго порядка, можно привести достаточно точные эмпирические верхние оценки для ε_e . Их можно получить, представив точную поверхность на том ее участке, который аппроксимирует одна грань конечного элемента, эллиптическим параболоидом с вершиной в средней точке участка M , координаты которой на поверхности равны $\varphi_{i+1/2}$ и $u_{j+1/2}$ (рис. 2).

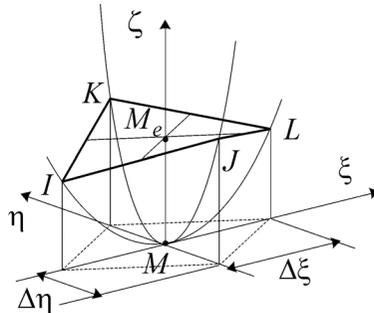


Рисунок 2 – Оценка отклонения грани трилинейного элемента от действительной поверхности

Предположив, что проекции вершин грани на касательную плоскость образуют параллелограмм с центром в точке M , можем выразить их отклонение по нормали от касательной плоскости через длины диагоналей, равные $2\Delta\xi$ и $2\Delta\eta$:

$$\zeta_I = \zeta_K = \frac{1}{2} \frac{\partial^2 \zeta}{\partial \xi^2} \Delta \xi^2; \quad (5)$$

$$\zeta_J = \zeta_L = \frac{1}{2} \frac{\partial^2 \zeta}{\partial \eta^2} \Delta \eta^2. \quad (6)$$

Вторые производные функции ζ , содержащиеся в выражениях (5,6) представляют собой нормальные кривизны в сечениях, проходящих через диагонали:

$$\frac{\partial^2 \zeta}{\partial \xi^2} = k_\xi, \quad \frac{\partial^2 \zeta}{\partial \eta^2} = k_\eta. \quad (7)$$

Поскольку средняя точка грани элемента M_e , отстоящая по нормали от лежащей на действительной поверхности точки M , находится для вышеуказанного восьмиузловой элемента как пересечение отрезков, соединяющих середины противоположных ребер грани, то значение ее координаты ζ_{M_e} :

$$\zeta_{M_e} = (\zeta_I + \zeta_J + \zeta_K + \zeta_L) / 4 = \left(\frac{\partial^2 \zeta}{\partial \xi^2} \Delta \xi^2 + \frac{\partial^2 \zeta}{\partial \eta^2} \Delta \eta^2 \right) / 4. \quad (8)$$

Абсолютное значение этой величины можно оценить следующим образом:

$$|\zeta_{M_e}| \leq \frac{1}{4} k_{\max} (\Delta \xi^2 + \Delta \eta^2) \leq \frac{1}{4} k_{\max} s_{\max}, \quad (9)$$

где k_{\max} – максимальное из абсолютных значений главных кривизн, s_{\max} – длина большего ребра грани. оценка (9), не будучи строгой, оказывается справедливой и для максимального отклонения точек грани КЭ от идеальной поверхности ε_e .

Что касается «элементной» компоненты итоговой погрешности конечно-элементного моделирования НДС, то наиболее значимой для нее является форма конечных элементов, вернее, во-первых, вопрос ее влияния на точность конечно-элементного моделирования, а во-вторых, вопрос возможности управления формой КЭ или хотя бы ее контроля, что будет рассмотрено ниже.

Генерация узлов топологически регулярной конечно-элементной сетки может осуществляться при помощи различных алгоритмов. Для зубьев двух-параметрических передач может быть предложена следующая схема построения КЭМ. пусть имеются две исходные сети точек, определяемые в параметрах φ и u по формуле (1):

$$r_{ij}^f = r^f(\varphi_i, u_j); \quad r_{ij}^r = r^r(\varphi_i, u_j). \quad (10)$$

В формулах (10) индексы f и r отвечают, соответственно, лицевой и тыльной рабочей поверхности зуба колеса двухпараметрической передачи. Особенностью параметризации обеих поверхностей является то, что диапазоны изменения параметров φ и u на каждой из сторон зуба можно выбрать одинаковыми, и, как следствие, задать сеть точек на каждом из колес по совпадающим наборам узловых значений параметров $\{\varphi_i\}_{i=1}^n, \{u_j\}_{j=1}^n$. Следует заметить, что расположенные топологически регулярно во внутренних координатах φ и u (рис. 3) узлы на поверхности размещаются в общем случае неравномерно. Перейдя к дискретным координатам i и j , параметры φ_i, u_j можно задать дискретными функциями $\varphi_i = \Phi(i, j)$ и $u_j = U(i, j)$, определяющими расположение зон сгущения-разрежения сетки на КПП. В простейшем случае равномерного распределения $\varphi_i = \varphi_0 + (i-1)\Delta\varphi$; $u_j = u_0 + (j-1)\Delta u$. Внутренние узлы сетки r_{ijk} предлагается строить, размещая их на линиях γ_{ij} , соединяющих точки r_{ij}^f, r_{ij}^r рабочих поверхностей зубца:

$$\gamma_{ij}(w): \gamma_{ij}(0) = r_{ij}^f, \gamma_{ij}(1) = r_{ij}^r, r_{ijk} = \gamma_{ij}(W(k)), i = \overline{1, n}, j = \overline{1, m}, k = \overline{1, l},$$

где W – дискретная функция, с помощью которой можно управлять плотностью распределения узлов по ширине зуба. В простейшем случае в качестве кривых γ_{ij} можно брать прямые линии, на которых равномерно по длине располагать внутренние узлы. Полученная в результате сетка, в действительности, будет топологически эквивалентна разбиению параллелепипеда в декартовых координатах с тем отличием, что для ее построения использованы криволинейные координаты области зуба, ограниченного его рабочими поверхностями $r^f(\varphi, u)$ и $r^r(\varphi, u)$ (на рис. 3 – пример разбивки).

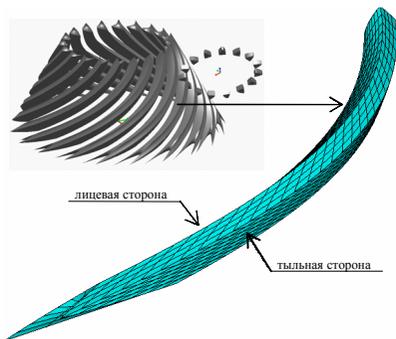


Рисунок 3 – КЭМ зуба колеса двухпараметрической передачи

Форма конечных элементов: управление, описание, диагностирование, оценка результирующей погрешности. Как известно [6], форма КЭ сказывается на точности конечно-элементного моделирования НДС, устойчивости и скорости сходимости приближенного решения. диагностика конечных элементов является стандартным этапом создания КЭМ. Осуществляется она средствами препроцессора САЕ-системы, который оперирует исключительно геометрическими данными.

Наличие элементов с сильно искаженной формой, у которых некоторые геометрические характеристики превышают условленные допустимые значения, не всегда приводит к возрастанию ошибки. Проверяемые величины только входят в коэффициенты асимптотических оценок и связаны с источниками погрешности МКЭ не напрямую. С искажением формы конечных элементов связаны в числе других следующие источники погрешности: зависимость аппроксимационных свойств конечно-элементного базиса от формы КЭ (I); применение процедуры численного интегрирования для вычисления матрицы жесткости и вектора узловых нагрузок (II).

К сожалению, даже имеющиеся оценки погрешности, вызываемой факторами I и II, описывают лишь тенденцию изменения ошибки при уменьшении диаметра разбиения исследуемой области Ω и изменении формы КЭ. В связи с этим предлагается вместо отсутствующих теоретических данных использовать для оценки возникающих погрешностей методику численного

эксперимента на тестовых задачах: для реальных конечно-элементных сеток варьируется форма КЭ, а затем производится оценка конечной точности численного моделирования.

Если задаться типом используемых КЭ, то для него можно найти соответствующий набор общепринятых параметров и их ограничительных значений [4]. Так, для призматических шестигранных элементов в САЕ-комплексе ANSYS проверяются значения следующих контрольных параметров: Aspect Ratio, Parallel Deviation, Max Corner Angle, Warping Factor, Jacobian Ratio. Первые четыре вычисляются отдельно для каждой из граней элемента и еще трех дополнительных четырехугольных сечений. Так, например, Warping Factor вычисляется по проекциям вершин на плоскость, проходящую через их центр тяжести и ортогональную векторному произведению двух диагоналей грани элемента. Разница высот вершин, отстоящих от этой плоскости на одинаковое расстояние, но в разных направлениях, делится на квадратный корень площади проекции грани. Результирующая величина (Warping Factor) служит мерой того, насколько форма грани элемента или контрольного сечения отличается от плоской.

Из всего множества факторов, характеризующих форму КЭ, во многих случаях можно, исходя из специфики конкретного объекта выделить несколько наиболее влияющих факторов. Например, для зуба конического колеса двухпараметрической передачи (см. рис. 3) в качестве таких значимых факторов можно принять угол θ при вершине четырехугольников, порождаемых разбивкой лицевой и тыльной рабочих поверхностей, а также угол относительного поворота α противоположных граней шестигранного конечного элемента (рис. 4). Такой выбор конструктивных параметров дает возможность установить связь с контрольными параметрами. Например, показанные на рис. 5 элементы при различных значениях α и θ (ρ положено равным 1) и соответствующие им значения Warping Factor позволяют установить максимальный угол закручивания α для различных θ , при которых Warping Factor не превышает ограничения 0,4. Кроме этого полученная зависимость позволяет выбирать значения конструктивных параметров α , θ и ρ , при которых значение указанного контрольного параметра принимает заданную величину.

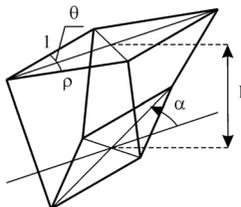


Рисунок 4 – Упрощенное описание шестигранного элемента

Таким образом, предложен механизм внешнего (по отношению к САЕ-системе) управления формой конечных элементов, а также получены непрерывные зависимости внутренних (в данном случае – для САЕ-

системы ANSYS) контрольных характеристик качества формы КЭ от внешних конструктивных.

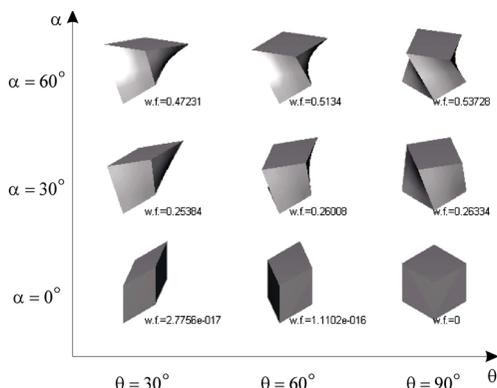


Рисунок 5 – Зависимость значения Warping Factor от конструктивных параметров элементов

После установления зависимостей значений контрольных параметров от конструктивных в принципе можно оперировать с предварительными оценками качества сетки. поскольку представляет интерес именно конечная точность моделирования НДС, а инструмент варьирования формой КЭ при помощи конструктивных параметров уже предложен, можно вычислять меру погрешности δ :

$$\delta(p_\phi) = \|u_N - u\| / \|u\|, \quad (11)$$

где u_N – численное решение при текущем наборе параметров управления формой КЭ p_ϕ ; u – известное решение тестовой задачи; $\|\bullet\|$ – некоторая норма.

Тестовая задача. Для группы параметров, изображенных на рис. 5, была проведена серия тестовых расчетов, целью которых было установление зависимости (11). Выбор набора параметров был обоснован ранее. Тестовая задача была поставлена таким образом, чтобы максимально выделить ошибку, вызванную искажением формы элементов, которая описывается этим набором параметров. Приведем результаты, полученные отдельно для угла закручивания α при фиксированных значениях остальных параметров ($\theta = 90^\circ, \rho = 1$).

В единичном кубе было построено множество горизонтальных слоев. В середине каждого слоя располагается область, разбитая на искаженные элементы (рис. 6). Она образована двумя квадратными гранями со стороной 0,1, повернутыми относительно друг друга на угол α (см. рис. 6). На верхней грани куба на площадке внутреннего квадрата, стороны которого параллельны ребрам куба, прикладывается пирамидально распределенная нагрузка. На боковых и нижней грани задано нулевое перемещение. При всех значениях угла α разбиение верхней грани куба остается одинаковым. Линейный закон рас-

пределения давления на гранях деформированных элементов позволяет исключить ошибку вычисления вектора правых частей, так как используемый восьмиузловой элемент SOLID45 допускает билинейное распределение напряжений на плоских гранях, и в нем производится точное интегрирование такой нагрузки.

Результаты значений перемещения u_z в центральной точке верхней грани для различных α , отнесенные к точному значению, изображены на рис. 7. Превышение этим отношением единицы указывает на то, что источником ошибки помимо точности аппроксимации служит также численное интегрирование. Следует отметить, что связанная с ним ошибка не уменьшится с измельчением сетки, если угол закручивания останется постоянным.

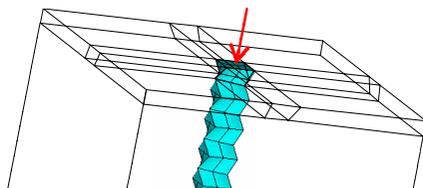


Рисунок 6 – Схема тестовой задачи

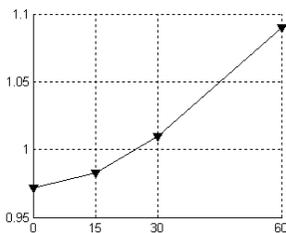


Рисунок 7 – Отношение перемещения к точному значению в зависимости от угла закручивания α (град.)

Моделирование зуба конического колеса цилиндрико-конической двухпараметрической передачи. В завершение приведены результаты сравнительного расчета НДС зуба конического колеса, произведенного с помощью модели, построенной по предлагаемой в работе схеме с учетом полученных рекомендаций, и КЭМ, построенной средствами CAE комплекса ANSYS на базе геометрической модели со сплайн-поверхностями. Для того, чтобы избежать различий, связанных с приложением усилий к узлам моделей, была приложена объемная весовая нагрузка к закрепленному по основанию зубу. Для сравнения приводится распределение относительной разности суммарных перемещений вдоль верхней кромки зуба из КЭМ, полученных предложенным и стандартным способами (рис. 8). При одинаковом количестве элементов отличие результатов оказалось малым, что подтверждает применимость предложенной схемы построения топологически регулярных сеток для проведения дальнейших расчетов.

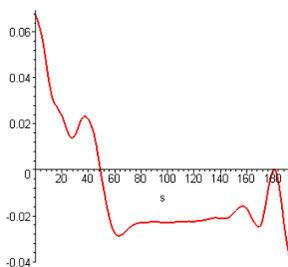


Рисунок 8 – Относительная разность перемещений,
 s – расстояние от текущей точки до нижней вдоль кромки зуба (мм)

Закключение. В статье предложена новая технология конечно-элементного моделирования НДС сложнопрофильных тел с кинематически генерируемыми поверхностями. Она отличается следующими особенностями:

1. Реализуется общий единый подход к решению разнотипных задач проектирования и исследования НДС на основе параметрического описания геометрии и конечно-элементной сетки, обеспечивающий оперативность исследований, бесконфликтность обмена данными и интегрируемость с универсальными САПР.

2. Предложен инструмент внешнего по отношению с CAE-системе управления конечно-элементными сетками.

3. Исключением (по сравнению с традиционной технологией) промежуточных этапов построения КЭМ исследуемого объекта, что резко увеличивает точность описания его формы.

Переход к исследованию новых типов объектов не предполагает разработки новой системы автоматизированного анализа НДС, а требует лишь добавления к созданному ядру модуля, учитывающего специфику исследуемого объекта.

Полученные положительные результаты оправдывают перспективность развития данных методов исследования. Описанные подходы и алгоритмы в дальнейшем планируется реализовывать в виде комплекса специализированных систем автоматизированного исследования напряженно-деформированного состояния сложнопрофильных тел с кинематически генерируемыми поверхностями с учетом контактного взаимодействия.

Список литературы. 1. *Ткачук Н.Н.* Оценка контактных напряжений в сопряжении сложнопрофильных деталей // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2006. – Вып. 24. – С. 137-151. **2.** *Ткачук Н.Н.* Особенности реализации кинематического метода расчета двухпараметрических передач // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2006. – Вып. 3. – С. 133-151. **3.** *Ковалюх В.Р.* Синтез зубчатых вариаторов на основе колес с равновысокоширокими зубьями и впадинами.: Дисс. канд.техн. наук // Харьков, 1982. – 156 с. **4.** <http://www.ansys.com>. **5.** *Barone S.* Gear Geometric Design by B-Spline Curve Fitting and Sweep Surface Modelling // Engineering with Computers. – Springer-Verlag London Limited. – 2001. – Vol. 17. – P. 66-74. **6.** *Стренг Г., Фикс Дж.* Теория метода конечных элементов. – М.: Мир, 1977. – 349 с.

Поступила в редколлегию 28.09.2006.