

УДК 621.9.4

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ОСЕВЫХ РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ ЧИСЛЕННЫМ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В CAD/CAM/CAE/PDM-СИСТЕМЕ SOLIDWORKS

Лукина С.В., Крутякова М.В., Рыбакова М.Р.

ФГБОУ ВПО «Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)»

(Университет машиностроения), Москва,

e-mail: lukina_sv@mail.ru, krutyakova_mv@mail.ru, rybakovarita@gmail.com

Представлена методика конечно-элементного моделирования и исследования напряженно-деформированного состояния цельных и сборных осевых режущих инструментов, позволяющая прогнозировать жесткость инструментов на стадии технологической подготовки производства. Моделирование конструкций инструментов производилось созданием 3D-геометрических прототипов в CAD/CAM/CAE/PDM-системе SolidWorks. Расчетная параметризация конструкций осевых инструментов из 3D-геометрических прототипов реализована в Visual Basic 6.0. В расчетной схеме оценки напряженно-деформированного состояния учитывались силы крепления режущих элементов к корпусу инструмента, силы закрепления инструмента на станке и силы резания. Для оценки напряженно-деформированного состояния инструментов численным методом конечных элементов сформирована аналитическая расчетная модель, учитывающая деформации геометрических прототипов и жесткость стыков между ними. Разработанная модель реализована в среде Borland Delphi с использованием инструментов системы SolidWorks.

Ключевые слова: осевой режущий инструмент, параметрическая модель, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов

MODELING AND STUDY OF STRESS-STRAIN STATE OF AXIAL CUTTING TOOLS WITH NUMERICAL FINITE ELEMENT METHOD IN CAD/CAM/CAE/PDM-SYSTEM SOLIDWORKS

Lukina S.V., Krutyakova M.V., Rybakova M.R.

Moscow State university of mechanical engineering (MAMI) (University of mechanical engineering),

Moscow, e-mail: lukina_sv@mail.ru, krutyakova_mv@mail.ru, rybakovarita@gmail.com

The technique of finite element modeling and investigation of the stress-strain state of the whole and partial axial cutting tools, allowing to predict the stiffness of the tools at the stage of the technological preparation of the production. The structural modeling of the tools is made by creating prototypes of 3D- geometry in CAD/ CAM /CAE/PDM- system SolidWorks. The estimated parameterization of the designs axial tools of 3D-geometry prototype is implemented in Visual Basic 6.0. The fastening strength of the cutting elements to the tool body as well as the strength of the fastening of the tool in the machine and the cutting power were taken into account in the designed scheme of the estimation of the stress-stain state. To evaluate the stress- strain state of the numerical tools using finite element an analytical simulation model was formed which takes into account the deformation of geometric prototypes and stiffness of joints between them. The developed model is implemented in Borland Delphi environment using the tools of SolidWorks.

Keywords: axial cutting tools, parametric model, stress- strain state, finite element method

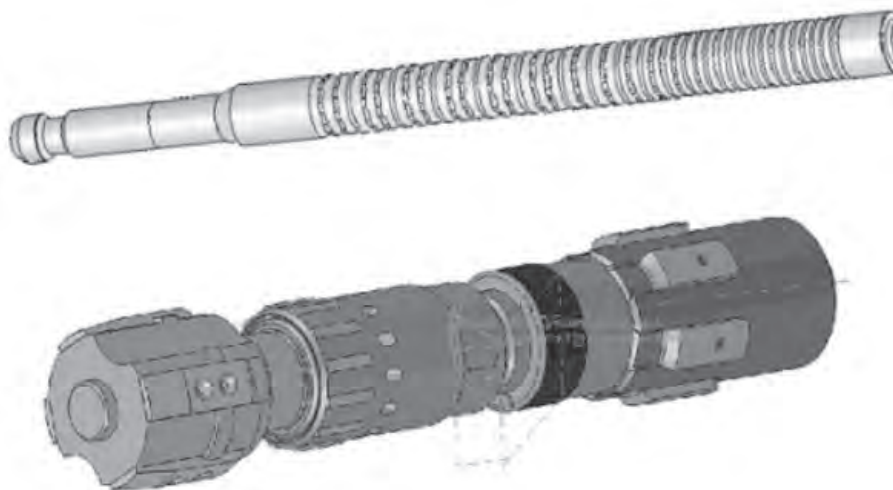
Осевые режущие и комбинированные инструменты для обработки внутренних поверхностей, такие как сверла, развертки, прошивки, накатки при своей работе испытывают сложное напряженно-деформированное состояние от сил резания и сопротивления обрабатываемого материала. Одним из важнейших показателей, характеризующих долговечность работы инструмента, является его жесткость. Под действием сил резания зубья режущих инструментов упруго деформируются, в результате чего изменяются их форма и геометрические размеры. Элементы режущих кромок перемещаются, оказывая тем самым влияние на точность обработанной поверхности. Тело инструмента теряет устойчивость, следствием чего является увод оси инструмента. При обработке

длинных отверстий, вследствие большой длины вылета инструмента и его низкой жесткости, из-за потери продольной устойчивости возможна поломка инструмента в процессе резания и, как следствие, отбраковка обрабатываемой детали. В этой связи задача оценки жесткости осевого режущего инструмента на начальных этапах проектирования операции металлообработки является актуальной и требует детальной проработки.

Оценку жесткости осевого режущего инструмента на этапах проектирования технологической операции предложено производить исследованием напряженно-деформированного состояния 3D-геометрических прототипов, сформированных из множества макроэлементов, определенных совокупностью конструктивных и геометрических

параметров инструментов. Систему внешнего возмущения, действующую на инструмент, следует представлять в виде совокупности сил крепления инструмента и резания, выраженных множеством конструктивных параметров и режимов обработки.

Расчетная параметризация конструкций осевых инструментов из 3D-геометрических прототипов реализована с помощью языка Visual Basic 6.0, позволяющего осуществлять программную интеграцию с системой Solidworks (рисунок).



Расчетная параметризация конструкций осевых инструментов из 3D-геометрических прототипов

Решение задачи аналитического прогнозирования жесткости осевого инструмента производилось численным методом конечных элементов, основанном на идее аппроксимации непрерывной функции (например, перемещения, деформации или напряжения) дискретной моделью.

В качестве базовых конечных элементов для аппроксимации макроэлементов конструкций инструментов были выбраны объемные стержневые и тетраэдральные конечные элементы. Тетраэдральные конечные элементы использовались для аппроксимации режущих элементов инструмента, а стержневые – для аппроксимации корпуса инструмента. Поверхности контакта сборочных элементов моделировались множеством двумерных поверхностных стержневых и треугольных конечных элементов.

Произведенная конечно-элементная оценка напряженно-деформированного состояния параметризованной конструкции осевого инструмента учитывает деформации как внутри элементов конструкций инструментов, так и стыках между ними.

Общее разрешающее соотношение метода конечных элементов оценки объемного напряженно-деформированного состояния осевого инструмента [2, 6]:

$$[\mathbf{K}]\{\delta\} = \{\mathbf{F}\}, \quad (1)$$

где $[\mathbf{K}]$ – глобальная матрица жесткости; $\{\delta\}$ – вектор перемещений узлов конструкции

инструмента; $\{\mathbf{F}\}$ – система внешних возмущений, отнесенных к конструкции инструмента.

Для тетраэдрального конечного элемента определен вектор-столбец перемещений узла

$$\{\delta\} = \{u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, \dots, u_n, v_n, w_n\},$$

где u, v, w – составляющие перемещений узла тетраэдра по осям координат.

Матрица жесткости тетраэдрального конечного элемента [1]:

$$[\mathbf{K}]^e = \int_V [\mathbf{B}]^T [\mathbf{D}][\mathbf{B}]dV, \quad (2)$$

где V – объем тетраэдрального элемента; $[\mathbf{B}]$ – матрица градиентов, выраженная через координаты узлов тетраэдра [1]; $[\mathbf{D}]$ – матрица упругих констант, характеризующая модуль упругости и коэффициент Пуассона материала тетраэдра [6].

Матрица жесткости геометрических прототипов элементов конструкции осевого инструмента представляет собой сумму матриц жесткости тетраэдров:

$$K_o = \sum_{e=1}^{N_e} [\mathbf{K}]^e. \quad (3)$$

Здесь N_e – количество тетраэдральных конечных элементов в конструкции геометрического прототипа.

Для стержневого конечного элемента определены перемещения и повороты его узлов в виде вектор-столбца:

$$\{\delta\}^{(e)} = [U_i V_i W_i \Theta_{xi} \Theta_{yi} \Theta_{zi} U_j V_j W_j \Theta_{xj} \Theta_{yj} \Theta_{zj}]^T, \quad (4)$$

где $U_i, V_i, W_i, U_j, V_j, W_j$ – перемещения в узлах стержневого элемента; $\Theta_{xi}, \Theta_{yi}, \Theta_{zi}, \Theta_{xj}, \Theta_{yj}, \Theta_{zj}$ – углы поворота в узлах стержневого элемента относительно осей координат XYZ.

В общем случае перемещения в узлах стержневого элемента были разделены на три группы, определяющие три типа решаемых задач: изгиб в плоскостях XOY и XOZ (перемещения от изгиба внутри элемента в плоскостях XOY $[V_i \Theta_{zi} V_j \Theta_{zj}]^T$ и XOZ $[W \Theta_{yi} W_j \Theta_{yj}]^T$, соответственно); осевые нагружения вдоль оси элемента ij (осевые перемещения по оси X элемента $[U_i U_j]^T$); воздействие крутящего момента M_x (угловые повороты вокруг оси X элемента $[\Theta_{xi} \Theta_{xj}]^T$).

Соответственно, обобщенная матрица жесткости стержневого элемента определя-

$$U_{\Theta} = \int_{x_i}^{x_j} \frac{M_x}{2G_e J_p} dx = \frac{1}{2} G_e J_p \int_{x_i}^{x_j} \left(\frac{\partial \Theta_x}{\partial x} \right) dx = \frac{G_e J_p}{2L^2} \int_{x_i}^{x_j} (-\Theta_{xi} + \Theta_{xj})^2 dx = M_{xi} \Theta_{xi} + M_{xj} \Theta_{xj}; \quad (9)$$

$$[K]_G = \frac{G_e J_p}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Матрица жесткости звена сборного осевого инструмента, расчлененного на стержневые конечные элементы, определяется суммированием матриц $[K]_l^{(e)}$ по числу конечных элементов:

$$K_l = \sum_{l=1}^{N_l} [K]_l^e. \quad (11)$$

Для формирования контакта между геометрическими прототипами и определения величин натягов и зазоров между соприкасающимися поверхностями элементов, имеющими реальный рельеф, в конечно-элементную модель инструмента было добавлено множество поверхностных элементов. Поскольку контакт реальных поверхностей прототипов является случайной величиной, характеризующей состояние поверхностей, положение физических точек контакта и величин зазоров, решение задачи объединения конструкции инстру-

ментов суммой матриц жесткости по выделенным типам решаемых задач:

$$[K]_l^{(e)} = \sum_{b=1}^4 [K]_b. \quad (5)$$

Например, матрица жесткости стержневого элемента от сил, действующих в плоскости XOY и моментов M_{zi} и M_{zj} , определена интегралом:

$$[K]_y = EJ_z \int_{x_i}^{x_j} [B]^T [B] dx. \quad (6)$$

Для расчета матрицы жесткости стержневого элемента от воздействия крутящего момента M_x предварительно был определен угол закручивания элемента:

$$\Theta_x = \frac{(x_i - x) \Theta_{xi}}{L} + \frac{(x - x_j) \Theta_{xj}}{L}; \quad (7)$$

$$M_x = G_e J_p \left(\frac{\partial \Theta_x}{\partial x} \right), \quad (8)$$

где G_e – модуль упругости элемента второго рода; J_p – полярный момент инерции.

Жесткость стержневого элемента определялась дифференцированием соотношения, определяющего потенциальную энергию деформирования, с учетом работы, совершаемой моментами M_{xi} и M_{xj} , прикладываемыми к узлам:

мента в единое целое осуществлялось множеством фиктивных контактных стержневых элементов единичной длины [1, 2, 4].

Матрица жесткости контактного стержневого элемента:

$$[K]^K = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} [T] & 0 \\ 0 & [T] \end{bmatrix}^{-1} [G] \begin{bmatrix} [T] & 0 \\ 0 & [T] \end{bmatrix}, \quad (12)$$

где $\frac{AE}{L}$ – жесткость фиктивного стержневого элемента; $[T]$ – матрица перехода от местной системы координат поверхностного элемента XYZ_s к глобальной системе координат инструмента XYZ.

$$[T] = \begin{bmatrix} \hat{\cos}(x_s x) & \hat{\cos}(y_s x) & \hat{\cos}(z_s x) \\ \hat{\cos}(x_s y) & \hat{\cos}(y_s y) & \hat{\cos}(z_s y) \\ \hat{\cos}(x_s z) & \hat{\cos}(y_s z) & \hat{\cos}(z_s z) \end{bmatrix}; \quad (13)$$

$$[\mathbf{G}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Жесткость фиктивных стержневых элементов подбиралась с учетом данных работ [1–6].

Жесткость стыка сборочных элементов определялась суммой жесткостей

$$K = K_o + K_l + K_c = \sum_{e=1}^{N_e} [\mathbf{K}]^e + \sum_{l=1}^{N_l} [\mathbf{K}]_l^e + \sum_{i=1}^N \sum_{k=1}^N [\mathbf{K}]^k, \quad (16)$$

где N_c – общее количество стыков в конструкции инструмента.

Перемещения узлов объемных и поверхностных конечных элементов определялись решением уравнения (1) методом Гаусса.

Деформации $\{\varepsilon\}$ и напряжения $\{\sigma\}$ элементов инструмента рассчитывались по закону Гука [6]:

$$\{\varepsilon\} = [\mathbf{B}]\{\mathbf{U}\}; \quad (17)$$

$$\{\sigma\} = [\mathbf{D}]\{\varepsilon\}. \quad (18)$$

Главные напряжения $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ определялись из уравнения:

$$\sigma^3 - J_1\sigma^2 + J_2\sigma - J_3 = 0, \quad (19)$$

где

$$J_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z;$$

$$J_2 = \sigma_x\sigma_y + \sigma_x\sigma_z + \sigma_y\sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2; \quad (20)$$

$$J_3 = \sigma_x\sigma_y\sigma_z - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2 + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx}.$$

Эквивалентные напряжения рассчитывались по выражению [1]:

$$\sigma_{\text{эkv}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2} \leq [\sigma] \quad (21)$$

Разработанная математическая модель была реализована в среде Borland Delphi с использованием инструментов системы Solid Works.

Для оценки адекватности разработанной модели была произведена серия численных экспериментов по исследованию напряженно-деформированного состояния протяжек и сборных комбинированных осевых инструментов (рисунок). Результаты расчетов позволили оценить влияние конструктивных и геометрических параметров протяжек и разработать рекомендации по их проектированию [3, 5].

Выводы:

- в результате проведенных исследований сформирована методика конечно-элементного моделирования напряжен-

конечных элементов, моделирующих стык:

$$K_c = \sum_{k=1}^{N_k} [\mathbf{K}]^k. \quad (15)$$

Здесь N_k – количество конечных стержневых элементов, моделирующих стык.

Количество конечных стержневых элементов, моделирующих стык, принималось равным количеству узлов поверхностных линейных конечных элементов прототипа.

С учетом (3), (11), (15) глобальная матрица жесткости инструмента определялась по выражению:

но-деформированного состояния цельных и сборных осевых режущих инструментов, позволяющая оценить жесткость инструмента на начальных этапах проектирования операции металлообработки, обоснованно назначить конструктивные и геометрические параметры инструмента и режимы резания и тем самым повысить эффективность операции металлообработки;

- разработанный алгоритм расчета жесткости стыков сборочных элементов осевых инструментов с учетом направленного формирования параметров поверхностных элементов позволяет аналитически моделировать поверхности контакта геометрических прототипов инструментов различного целевого назначения.

Список литературы

1. Лукина С.В. Моделирование напряженно-деформированного состояния сборного режущего инструмента в процессе его изготовления и эксплуатации // Автоматизация и современные технологии. – 2001. – № 4. – с. 27–31.
2. Лукина С.В. Повышение эффективности проектирования сборного режущего инструмента на базе установленных взаимосвязей конструкторско-технологических и экономических решений: дис. ... д-ра техн. наук. – М., 1999. – С. 180–220.
3. Лукина С.В., Крутякова М.В., Куприянова О.П., Вялкова П.Ф. Проектирование протяжек оптимальных конструкций в среде Microsoft Excel // Обработка металлов: технология, оборудование, инструменты. – 2010. – № 1. – с. 24–26.
4. Лукина С.В., Макаров В.М., Крутякова М.В. Исследование деформаций зубьев круглых протяжек методом конечных элементов // СТИН. – 2005. – № 11. – с. 11–14.
5. Лукина С.В., Фефанов А.Н., Крутякова М.В., Рыбакова М.Р. Моделирование и исследование напряженно-деформированного состояния протяжного инструмента в CAD/CAM/CAE/PDM-системе SolidWorks // Технология машиностроения. – 2011. – № 12. – с.57-59.
6. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов: пер. с англ. – М.: Мир, 1979. – 392 с.

References

1. Lukina S.V. Modelirovanie naprjazhenno-deformirovanogo sostojanija sbornogo rezhushhego instrumenta v processe ego izgotovlenija i jekspluatacii. Avtomatizacija i sovremennye tehnologii. 2001, no. 4, pp. 27–31.

2. Lukina S.V. Povysenie jeffektivnosti proektirovanija sbornogo rezhushhego instrumenta na baze ustanovlennyh vzaimosvjazej konstruktorsko-tehnologicheskikh i jekonomicheskikh reshenij: dis. ... dokt. tehn. nauk. Moscow, 1999, pp. 180–220.

3. Lukina S.V., Krutjakova M.V., Kuprijanova O.P., Vjalkova P.F., Proektirovanie protjazhek optimalnyh konstrukcij v srede Microsoft Excel. Obrabotka metallov: tehnologija, oborudovanie, instrument, 2010, no. 1, pp. 24–26.

4. Lukina S.V., Makarov V.M., Krutjakova M.V., Issledovanie deformacij zubev kruglyh protjazhek metodom konechnyh jelementov. STIN, 2005, no.11, pp. 11–14.

5. Lukina S.V., Feofanov A.N., Krutjakova M.V., Rybakova M.R., Modelirovanie i issledovanie naprjazhenno-deformirovanogo sostojanija protjazhnogo instrumenta v CAD/CAM/CAE/PDM-sisteme SolidWorks. Tehnologija mashinostroenija, 2011, no. 12, pp. 57–59.

6. Segerlind L. Primenenie metoda konechnyh jelementov. Per. s angl. Moscow, Mir, 1979. 392 p.

Рецензенты:

Макаров В.М., д.т.н., профессор кафедры «Станки», ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН», г. Москва;

Мнацакян В.У., д.т.н., профессор, заведующая кафедрой «Технология текстильного машиностроения и конструкционных материалов», ФГБОУ ВПО «Московский государственный университет дизайна и технологии», г. Москва.

Работа поступила в редакцию 08.11.2013.