

УДК 621.941.2

Эль-Дахаби Ф. В., канд. техн. наук,
Бейрут, Ливан

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КОРПУСА ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ЗАЖИМНОГО ПАТРОНА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ЧАСТОТАХ ВРАЩЕНИЯ

Виконані теоретичні дослідження показали, що стан поверхонь тертя, форма кулачка, стики кулачок-направляючі, зазори в опорі важеля, який зв'язує кулачок з компенсатором, істотно впливають на сумарну силу затиску, міцність і жорсткість високошвидкісного затискного патрона при різних частотах обертання.

Ключові слова: метод кінцевих елементів, корпус, патрон, напруги, деформації

Выполненные теоретические исследования показали, что состояние трущихся поверхностей, форма кулачка, стики кулачок-направляющие, зазоры в опоре рычага, связывающего кулачок с компенсатором, существенно влияют на суммарную силу зажима, прочность и жесткость высокоскоростного зажимного патрона при различных частотах вращения.

Ключевые слова: метод конечных элементов, корпус, зажимной патрон, напряжения, деформации

The theoretical studies have shown that the state of rubbing surfaces, the shape of the cam, the cam-rail joints, the gaps in the support of the lever connecting the cam to the compensator, significantly affect the total clamping force, strength and rigidity of the high-speed clamping chuck at various rotational speeds.

Keywords: Finite element method, chuck body, clamping chuck, stress, deformation

Введение

Метод конечных элементов (МКЭ) в последние десятилетия получил очень широкое распространение [1,7,8] и стал одним из основных методов анализа и расчета конструкций, в частности, зажимных механизмов, работающих на высоких частотах вращения и испытывающих большие динамические нагрузки [2-6]. Это обусловлено универсальностью подхода, лежащего в основе МКЭ, заключающегося в представлении геометрии любого деформируемого тела в виде совокупности элементов простейшей формы. Особенности МКЭ, обеспечивающими ему ведущее положение в прикладной вычислительной математике, стали следующие свойства [1]:

- универсальность – пригодность для решения самых разных задач математической физики;
- хорошая алгоритмизуемость – возможность разработки программных комплексов, охватывающих широкий круг прикладных задач;
- хорошая численная устойчивость МКЭ-алгоритмов.

Реализация МКЭ осуществляется системами инженерного анализа (CAE) [1]. Типичная схема использования таких систем в рамках концепции автоматизированного проектирования предусматривает создание электронной модели изделия. Эта электронная модель адекватно отражает требуемые конструктивные характеристики изделия и является главным источником информации. В качестве таких моделей выступают, как правило, трехмерные твердотельные и поверхностные геометрические модели.

Типичная схема построения современной системы конечно-элементного анализа представлена на рис. 1.



Рисунок 1 – Обобщенная структурная схема системы конечно-элементного анализа

Такая система имеет средства генерации геометрической модели, которые представлены в виде геометрического редактора с использованием геометрического ядра твердотельного моделирования.

Подготовка конечно-элементной модели по имеющимся геометрическим данным осуществляется препроцессором. При этом строится в автоматическом или ручном режиме адекватная конечно-элементная сетка, которая с требуемой точностью будет аппроксимировать поведение моделируемой системы. Подготовка конечно-элементной модели предусматривает также задание так называемых граничных условий – нагрузок, закреплений и т.п., определяющих анализируемую физическую задачу.

Следующим важнейшим элементом системы конечно-элементного анализа является модуль формирования системы линейных алгебраических уравнений и их последующего решения. Системы алгебраических уравнений решаются конечно-элементным процессором посредством прямых или итерационных методов. Результатами работы конечно-элементного процессора являются значения искомым целевых функций, таких как перемещения, напряжения и др.

Для всестороннего исследования результатов работы процессора используется постпроцессор системы конечно-элементных расчетов. Постпроцессор обладает набором удобных пользовательских функций, таких как анимация, отображение деформированного состояния, настраиваемые шкалы, многооконный интерфейс и др.

Сущность исследований

В качестве системы конечно-элементного анализа для исследования напряженно-деформированного состояния корпуса высокоскоростного зажимного патрона (ВСЗП) при различных частотах вращения использована система MSC Nastran for Windows.

Для полного цикла анализа напряженно-деформированного состояния корпуса ВСЗП включает следующие основные этапы [2, 4]: разработка геометрии корпуса ВСЗП; задание характеристик материалов элементов корпуса ВСЗП; выбор типов конечных элементов и ввод их параметров; разбиение корпуса ВСЗП на конечные элементы; задание граничных условий налагаемых на корпус ВСЗП; формирование системы нагрузок и задание их значений; проверка корректности разработанной модели; моделирование напряженно-деформированного состояния корпуса ВСЗП; анализ результатов моделирования и их представление.

Твердотельная модель корпуса ВСЗП (рис. 2) создана с использованием встроенного геометрического редактора. Характеристики материала корпуса патрона были введены в систему с использованием диалогового окна (рис. 3).

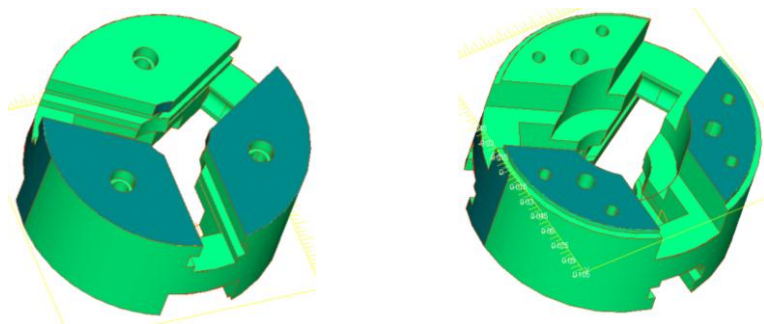


Рисунок 2 – Твердотельная геометрическая модель корпуса ВСЗП

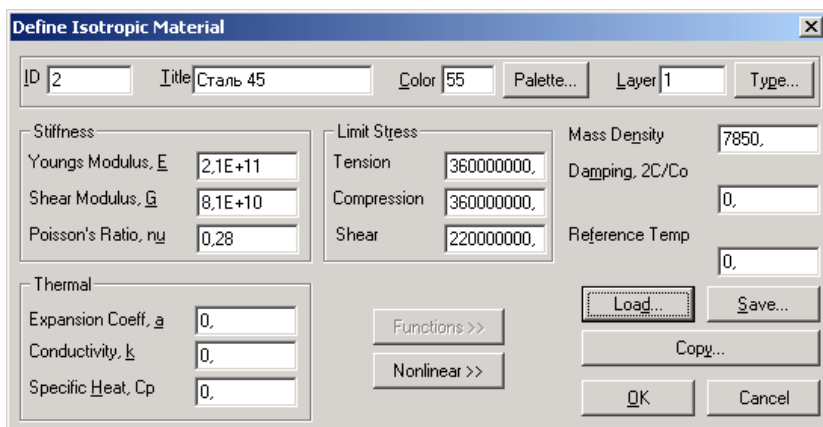


Рисунок 3 – Диалоговое окно ввода характеристик материала

Генерация конечно-элементной сетки осуществлялась автоматически с использованием опций управления параметрами конечно-элементной сетки, которые позволяют установить размер конечного элемента, корректировку сетки на сложных участках и др.

Геометрия анализируемой детали описана сеткой тетраэдральных конечных элементов (рис. 4). Используются десятиузловые тетраэдральные конечные элементы, которые обеспечивают второй порядок аппроксимации, что позволяет лучше аппроксимировать криволинейные границы и обеспечивает высокую точность расчета.

После создания конечно-элементной сетки заданы граничные условия, роль которых при статическом расчете выполняют закрепления и приложенные к корпусу ВСЗП нагрузки.

Результаты исследований

Моделирование напряженно-деформированного состояния осуществлялось в диапазоне частот вращения ВСЗП от 1000 об/мин до 11000 об/мин. Результатами моделирования корпуса ВСЗП, нагруженного силами инерции, вызванными кинематическим воздействием (рис. 6), являются эквивалентные напряжения и деформации элементов корпуса.

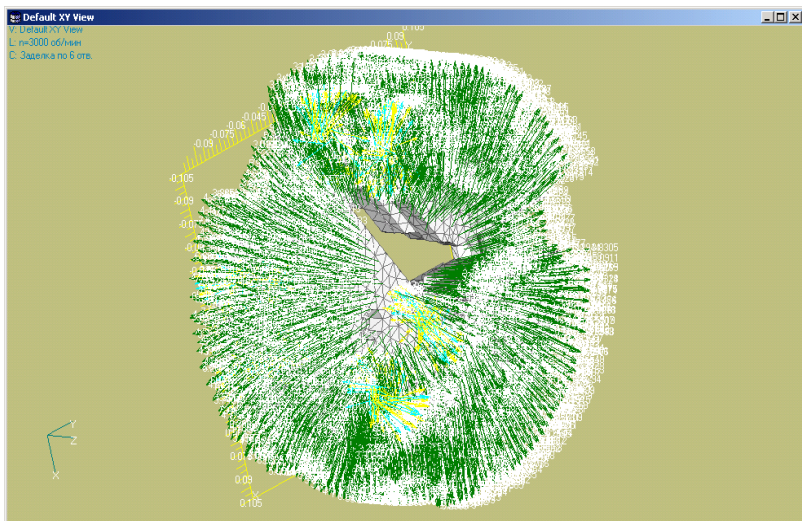


Рисунок 6 – Корпус ВСЗП с отображенными действующими силами инерции и реакциями связей

Значения эквивалентных напряжений рассчитывались по гипотезе энергии формоизменения Рихарда Фон Мизеса [10]:

$$\sigma_{\text{эке}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}, \quad (1)$$

где $\sigma_x = \sigma_{11}, \sigma_y = \sigma_{22}, \sigma_z = \sigma_{33}, \tau_{xy} = \sigma_{12}, \tau_{yz} = \sigma_{23}, \tau_{zx} = \sigma_{31}$ – компоненты тензора напряжений в рассматриваемой точке элемента корпуса ВСЗП.

Результаты моделирования напряженного состояния корпуса ВСЗП при частоте вращения $n = 3000$ об/мин представлены на рис. 7, где изображены элементы корпуса, которые испытывают наибольшие напряжения. На рис. 7 представлен также график расчетных величин эквивалентных напряжений по узлам конечно-элементной модели и напряжения в различных сечениях корпуса ВСЗП.

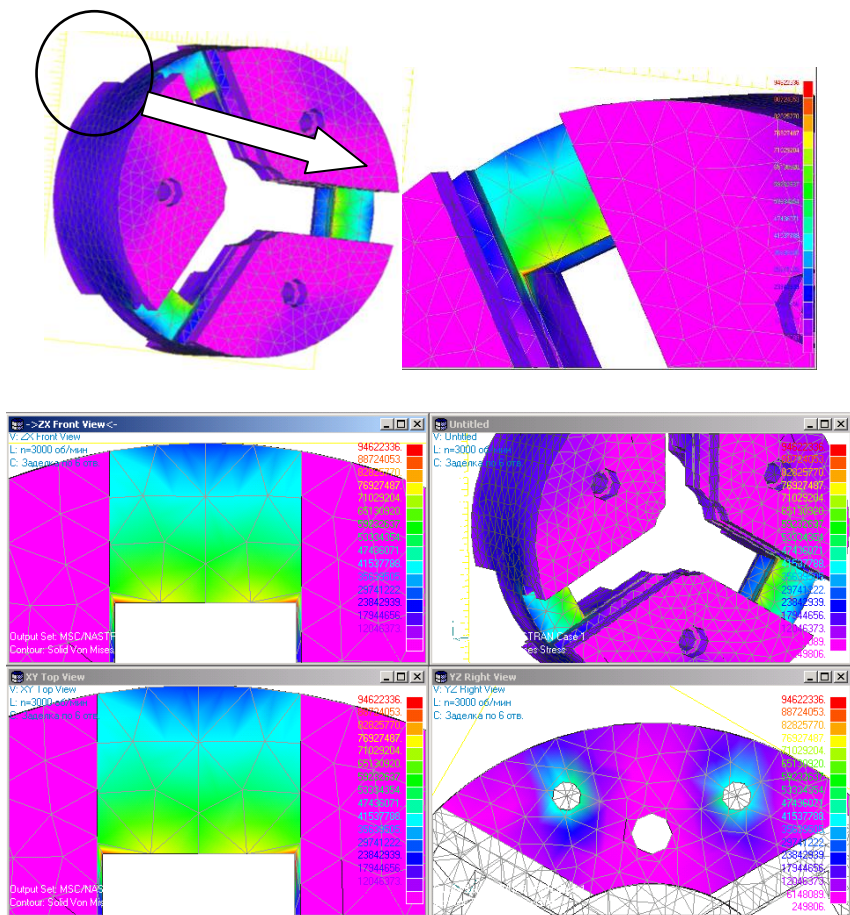


Рисунок 7 – Напряжения, возникающие в элементах корпуса патрона при $n = 3000$ об/мин

Аналогичным образом проведено моделирование при остальных частотах вращения.

Из полученных результатов следует, что наибольшие напряжения возникают в элементах корпуса между углублениями под рычаги перемещения кулачков и пазами кулачков. Это объясняется тем, что в результате выполнения пазов с направляющими кулачков ВСЗП получаются три консольные сегменты, которые в процессе вращения стараются под действием центробежных сил повернуться относительно условной плоскости их закрепления.

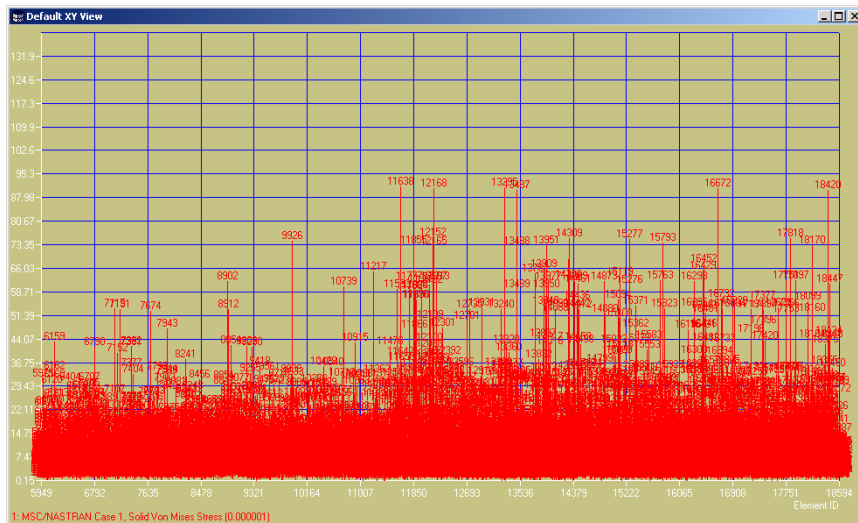


Рисунок 7 – Продолжение

В результате обработки данных за результатами моделирования получена зависимость максимальных напряжений, возникающих в элементах корпуса ВСЗП, в зависимости от частоты вращения (рис. 8).

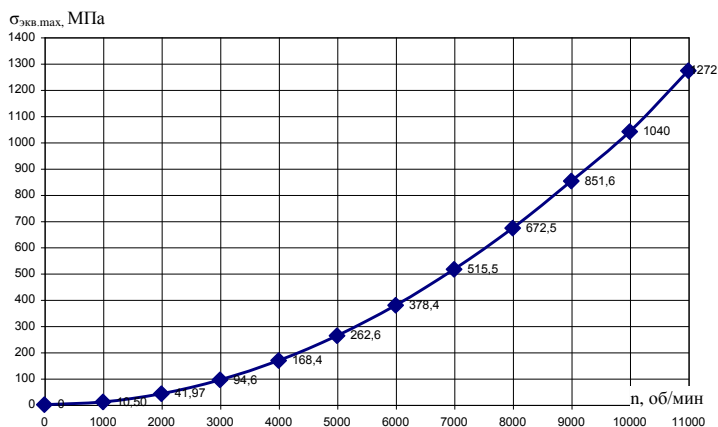


Рисунок 8 – Зависимость максимальных напряжений в корпусе ВСЗП, рассчитанных по гипотезе энергии формоизменения Рихарда фон Мизеса, от частоты вращения

Проведено также моделирование перемещений элементов корпуса ВСЗП при различных частотах вращения. На рис. 9 приведены картины возникающих деформаций и деформированное состояние корпуса ВСЗП, полученные в результате конечно-элементного расчета при $n = 5000$ об/мин.

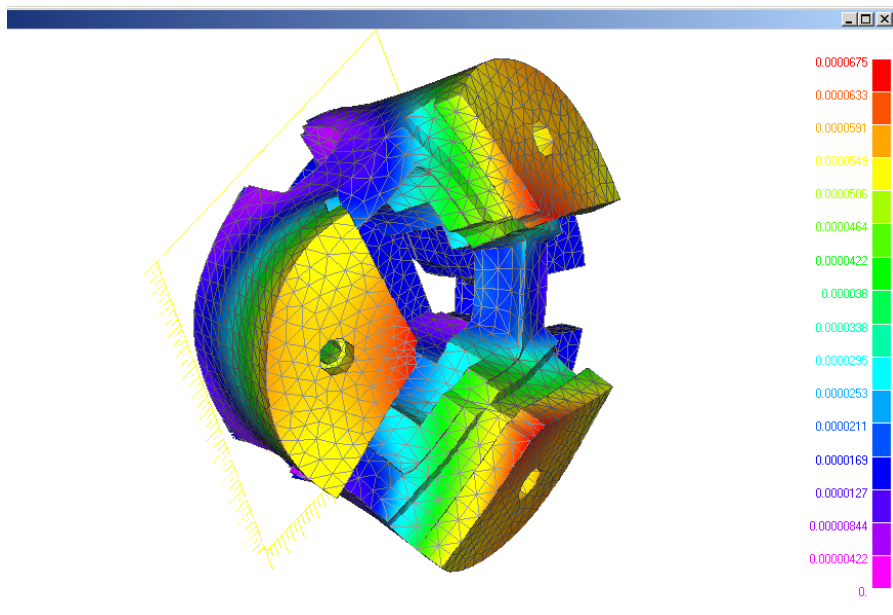


Рисунок 9 – Деформированное состояние корпуса ВСЗП при частоте вращения $n = 5000$ об/мин

Максимальные перемещения элементов корпуса ВСЗП, полученные в результате моделирования, приведены на рис. 10.

Из рис. 9, 10 следует, что изменение максимальных эквивалентных напряжений и перемещений элементов корпуса ВСЗП в зависимости от частоты вращения описывается квадратическими зависимостями, которые имеют вид:

$$\sigma_{\text{экв. макс}} = 1,048 \cdot 10^{-5} n^2. \quad (2)$$

$$\delta_{\text{макс}} = 2,698 \cdot 10^{-9} n^2. \quad (3)$$



Рисунок 10 – Зависимость максимальных перемещений элементов корпуса ВСЗП от частоты вращения

Допустимая частота вращения ограниченная прочностью корпуса ВСЗП, изготовленного из различных марок сталей приведена в табл.1.

Таблица 1 – Допустимая частота вращения ограниченная прочностью ВСЗП изготовленного из различных марок сталей

Материал	$n_{доп}$, мин ⁻¹	Материал	$n_{доп}$, мин ⁻¹
Сталь 45	8950	Сталь 40ХН	9770
Сталь 40Х	9670	Сталь 45ХН2МФА	11770

Выводы

1. Теоретически установлено, что состояние трущихся поверхностей оказывает существенное влияние, например, увеличение коэффициента трения от 0,1 до 0,2 приводит к уменьшению силы зажима в 1,3 раза, в то время как длина направляющих кулачка в меньшей степени влияет на изменение силы зажима.

2. Установлено влияние формы кулачка на характер изменения силы зажима при вращении зажимного патрона без компенсации сил. Так, например, при использовании стандартных призматических стальных насадных кулачков типа KM-WBL-80 суммарная сила зажима становится равной нулю при $n_{max}=2035$ об/мин, а при использовании ступенчатых накладных кулачков типа SGB-j80 $=2450$ об/мин. Влияние формы кулачка

ещё более ощутимо при компенсации центробежных сил, так, например, использование компенсатора в виде уравновешивающего груза массой 1,3 кг приводит к увеличению частоты вращения при условии 2/3 потери силы зажима до 2610 мин^{-1} – при использовании призматических $n_{\text{max}} =$ накладных и кулачков до 6290 об/мин- при ступенчатых кулачках.

3. Предложенные аналитические зависимости для определения динамической радиальной силы зажима и коэффициента усиления позволяют для заданного типа кулачков подобрать оптимальную массу уравновешиваемого груза, при которой падение силы зажима практически отсутствует, а допустимая частота вращения ограничивается только прочностью элементов ВСЗП (корпуса, рычагов, зажимных кулачков и др.)

4. Установлено, что увеличение жесткости зажимаемой детали даже при наличии компенсатора приводит к значительному снижению динамической суммарной радиальной силы зажима. Так, например, при частоте вращения $n=3000$ об/мин и жесткости детали $j_p=100$ н/мкм сила $T_{\sum_{\text{ош}}}^{\text{ком.п.н.}} = 27 \text{ кН}$, а при $j_p=400$ н/мкм снизилась почти в 2 раза до 14 кН. Детали, имеющие отверстия, с отношением внутреннего и наружного диаметров более 0,7 считаются нежесткими, из- за чего потеря зажимной силы в них значительно меньше и их обработка менее опасна.

5. Теоретические исследования показали, что увеличение стыков кулачков-направляющие и опоры рычага, связывающего кулачков с компенсатором, приводит к увеличению суммарной силы зажима и жёсткости ВСЗП в целом.

Список использованных источников: 1. *Зенкович О. К.* Метод конечных элементов в технике: Пер. с англ./ Под ред. Б.Е.Победр.-М.: Мир,1975. – 541с. 2. *Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В.* Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: монография / Под ред. Ю.Н.Кузнецова. – Габрово: Университетское издательство «Васил Априлов», 2010. – 724с. 3. *Кузнецов Ю.Н.* Зажимные механизмы и технологическая оснастка для высокоэффективной токарной обработки: монография / Ю.Н.Кузнецов, О.И.Драчев, И.В.Луцив, А.В.Шевченко, В.Н.Волошин.-Старый Оскол: ТНТ, 2014. – 480с. 4. *Кузнецов Ю.Н.* Динамика станочно-инструментальной оснастки для высокоэффективной токарной обработки: монография / Ю.Н.Кузнецов, О.И.Драчев, И.В.Луцив, А.В.Шевченко, В.Н.Волошин. – Старый оскол: ТНТ, 2015. – 432с. 5. *Кузнецов Ю.Н.* Принципы создания станочно-инструментальной оснастки для высокоэффективной токарной обработки: монография / Ю.Н.Кузнецов, О.И.Драчев, В.Н.Волошин – Старый Оскол: ТНТ, 2016.– 336с. 6. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник /Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н. Кузнецова. – К.: “Техника”;София. Гос. из-во “Техника”; 1988. – 222с. 7. Michel Cazenave Méthode des éléments finis Approche pratique en mécanique des structures, L’usine nouvelle, Dunod 8. *Imbert, J.F.* Analyse des structures par éléments finis. s.l. : Cepadues, 1995. 9. *Batoz J.L., Dhatt G.* Modélisation des structures par élément finis – Vol. 3 – Coques. s.l. : Hermès, 1992. 10. *Timoshenko, S.P. et Gere, J.M.* Theory of Elastic Stability. s.l. : McGraw-Hill, 1963.

Bibliography (transliterated): 1. *Zenkovich O.K.* Metod konechnyh jelementov v tehnikе: Per. s angl./ Pod red. B.E.Pobedr. – M.: Mir,1975. – 541s. 2. *Kuznecov Ju.N., Voloshin V.N., Nedelcheva P.M.,*

Jel'-Dahabi F.V. Zazhimnye mehanizmy dlja vysokoproizvoditel'noj i vysokotočnoj obrabotki rezaniem: monografija / Pod red. Ju.N.Kuznecova. – Gabrovo: Universitetskoe izdatel'stvo «Vasil Aprilov», 2010. – 724s. 3. Kuznecov. Ju.N., Drachev O.I., Luciv I.V., Shevchenko A.V., Voloshin V.N. Zazhimnye mehanizmy i tehnologicheskaja osnastka dlja vysokojeffektivnoj tokarnoj obrabotki: monografija. – Staryj Oskol: TNT, 2014. – 480s. 4. Kuznecov Ju.N., Drachev O.I., Luciv I.V., Shevchenko A.V., Voloshin V.N. Dinamika stanochno-instrumental'noj osnastki dlja vysokojeffektivnoj tokarnoj obrabotki: monografija. – Staryj Oskol: TNT, 2015. – 432s. 5. Kuznecov Ju.N., Drachev O.I., Voloshin V.N. Principy sozdanija stanochno-instrumental'noj osnastki dlja vysokojeffektivnoj tokarnoj obrabotki: monografija. – Staryj Oskol: TNT, 2016. – 336s. 6. Samonastraivajushhejsja zazhimnye mehanizmy: Spravochnik /Ju.N. Kuznecov, A.A. Vachev, S.P. Sjarov, A.J. Crvenkov; pod red. Ju.N. Kuznecova. – K.: “Tehnika”;Sofija. Gos. iz-vo Tehnika; 1988. – 222s. 7. Michel Cazenave Méthode des éléments finis Approche pratique en mécanique des structures, L'usine nouvelle, Dunod 8. Imbert, J.F. Analyse des structures par éléments finis. s.l. : Cepadues, 1995. 9. Batoz J.L., Dhatt G. Modélisation des structures par élément finis – Vol.3 –Coques. s.l. : Hermès, 1992. 10. Timoshenko, S.P. et Gere, J.M. Theory of Elastic Stability. s.l.: McGraw-Hill,1963.