

13. Гуць, В. С. Расчет детских гравитационных аттракционов [Текст] / В. С. Гуць, О. А. Коваль // Журнал научных публикаций аспирантов и докторантов. — 2014. — № 11. — С. 186–189.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГРАВИТАЦИОННЫХ АТТРАКЦИОНОВ

Рассмотрены и проанализированы режимы движения, силы, действующие на пользователей горок, аттракционов с целью определения безопасных скоростей и оптимальных геометрических размеров при их проектировании. Предложены математические модели — дифференциальные уравнения движения, полученные в результате анализа действующих на спусковой объект сил.

Ключевые слова: аттракционы, расчет спуска, гравитационные спуски, уравнение движения.

Гуць Віктор Степанович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри безпеки життєдіяльності, Національний університет харчових технологій, Київ, Україна.

Коваль Ольга Андріївна, кандидат технічних наук, доцент, кафедра технологій харчування та ресторанного бізнесу, Національний університет харчових технологій, Київ, Україна, e-mail: Koval_andreevna@ukr.net.

Гуць Віктор Степанович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри безпеки життєдіяльності, Національний університет пищевых технологий, Киев, Украина. Коваль Ольга Андреевна, кандидат технических наук, доцент, кафедра технологии питания и ресторанного бизнеса, Национальный университет пищевых технологий, Киев, Украина.

Guts Victor, National University of Food Technologies, Kyiv, Ukraine. Koval Olga, National University of Food Technologies, Kyiv, Ukraine, e-mail: Koval_andreevna@ukr.net

УДК 621.73.06

DOI: 10.15587/2312-8372.2016.60271

Хорошайло В. В.

ПОВЫШЕНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ РАСТАЧИВАНИЯ НА ТОКАРНО-ВИНТОРЕЗНЫХ СТАНКАХ

В данной статье обсуждается возможность повышения качества обработанной поверхности при растачивании на токарно-винторезных станках за счет применения инструментальной системы, которая позволяет снизить уровень вибраций в процессе обработки. В исследовании применяются методы математического и трехмерного моделирования и прочностного анализа способом конечных элементов. Предложенная методика позволила получить математическую модель виброперемещений вершины расточного резца под действием переменных сил резания.

Ключевые слова: расточной резец, инструментальная система, трехмерная модель, виброустойчивость, амплитуда.

1. Введение

Анализ обработки резанием деталей, которые обрабатываются на машиностроительных заводах показывает, что эффективная обработка отверстий в деталях типа втулок и цилиндров является важной задачей. Заготовками для таких деталей являются поковки цельные и с прошитым отверстием, а также отливки, которые изготавливаются с большими припусками под механическую обработку.

Процесс обработки отверстий на токарно-винторезных станках расточными резцами осложняется тем, что возникают неблагоприятные условия резания, связанные с большими вылетами инструмента, что ведет к потере виброустойчивости режущего инструмента. Вышеуказанные условия обработки отверстий большого диаметра и длины ведут к значительному снижению параметров точности и качества обрабатываемых поверхностей, а также к снижению износостойкости режущего инструмента.

В процессе растачивания длина обработки или глубина отверстия определяет вылет режущего инструмента, а при работе с большим вылетом расточного резца возникает достаточно большой прогиб его державки относительно закрепления в резцедержателе, что

приводит к возникновению значительных деформаций и динамических нагрузок резца. Повышение жесткости упругой системы «станок — приспособление — инструмент — деталь» является одним из основных способов устранения недопустимых вибраций [1].

При растачивании отверстий в деталях относительно большого диаметра, заготовками для которых являются поковки или отливки, с большой неравномерностью припусков, возникает переменность величины силы резания, что приводит к возникновению колебаний и потере виброустойчивости процесса резания. На основании изложенного актуальной является задача, которую можно решить путем разработки специальной инструментальной системы для растачивания на токарно-винторезных станках.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

В литературных источниках уделяется достаточно много внимания проблеме вибраций, которые возникают в процессе обработки резанием.

Для исследования процесса растачивания, прежде всего, необходимо учитывать влияние вылета расточного

реза на динамические характеристики процесса резания. Рекомендуется использовать минимально возможный вылет для заданных условий обработки [2]. Для повышения виброустойчивости державок расточных резцов применяют различные материалы с высокими диссипативными свойствами [3]. Также в периодике обсуждаются возможности активного и пассивного демпфирования державок расточных резцов [4, 5]. Однако в литературе не приводятся исследования по применению инструментальных систем с подвижной опорой для державок расточных резцов.

3. Объект, цель и задачи исследования

Объектом исследования является виброустойчивость процесса растачивания.

Целью исследования является повышение эффективности обработки отверстий больших диаметров в деталях типа цилиндров и втулок на токарно-винторезных станках, путем разработки специальной виброустойчивой инструментальной системы.

Для решения поставленной задачи необходимо:

1. Разработать расчетную схему и математическую модель системы (станок – приспособление – инструмент – деталь) для исследования вибраций расточных резцов, которые используются при обработке крупногабаритных отверстий на токарно-винторезных станках.
2. Разработать трехмерные компьютерные модели, позволяющие определить статические и динамические характеристики расточных резцов для токарных станков.
3. Создать инструментальную систему, которая позволит снизить уровень вибраций.

4. Моделирование колебаний расточных резцов и инструментальных систем

Рассмотрим действие сил резания на расточной резец с достаточно большой длиной консольной части державки. С учетом того что результирующий вектор силы P от составляющих сил резания наклонен под некоторым углом α по отношению к вертикальной оси Z , для определения перемещения крайней точки режущей кромки резца возможно применить формулы теории сопротивления материалов для так называемого косоуго изгиба.

Косой изгиб является одним из видов сложного изгиба, при котором возникающий в поперечных сечениях изгибающий момент не лежит ни в одной из главных плоскостей инерции, а значит, может быть разложен на две составляющие в главных плоскостях инерции. Таким образом, косой изгиб можно рассматривать как сочетание двух плоских поперечных изгибов в главных плоскостях инерции [6].

Действие косоуго изгиба на державку расточного резца прямоугольного сечения показано на рис. 1.

На рис. 1 показаны следующие обозначения: C_1 – ось минимальной жесткости; C_2 – ось максимальной жесткости; y – проекция направления полного прогиба Δ на ось Y ; z – проекция направления полного прогиба Δ на ось Z ; ξ_1 – проекция направления полного прогиба Δ на ось минимальной жесткости C_1 ; ξ_2 – проекция направления полного прогиба Δ на ось максимальной жесткости C_2 ; ψ – угол между направлением деформации и осью максимальной жесткости C_2 ; α – угол

между осью Z и направлением действия результирующей силы; β – угол между направлением оси максимальной жесткости C_2 и направлением действия результирующей силы P ; φ – угол между направлением деформации Δ и осью Z ; θ – угол между направлением оси максимальной жесткости C_2 и осью Z .

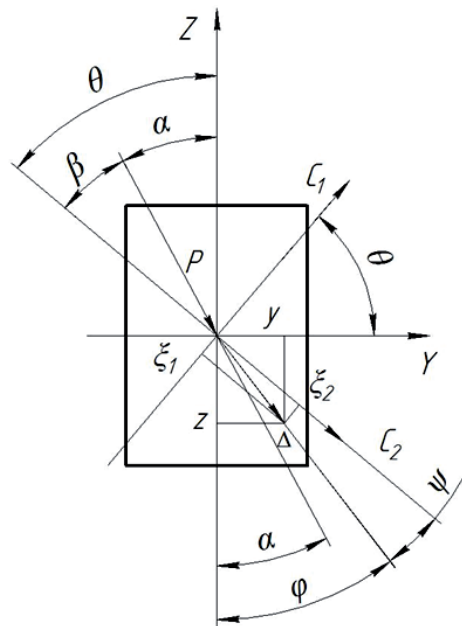


Рис. 1. Сечение державки, которая испытывает косой изгиб

Определим перемещение вершины резца под действием единичной силы P_1 , действующей вдоль оси Y . Проекция этой силы на главные оси жесткости:

$$P_{\xi_1} = P_1 \cdot \cos \theta = \cos \theta, \tag{1}$$

$$P_{\xi_2} = P_1 \cdot \sin \theta = \sin \theta. \tag{2}$$

Поскольку перемещение y вызвано единичной силой P_1 , направленной по оси y , это перемещение есть коэффициент податливости s_{11} . Перемещение z вызвано также единичной силой P_1 , значит z есть коэффициент податливости s_{21} , т. е. можно записать:

$$s_{11} = \frac{\cos^2 \theta}{C_1} + \frac{\sin^2 \theta}{C_2}, \tag{3}$$

$$s_{21} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_1} \right) \sin 2\theta. \tag{4}$$

Общее перемещение в радиальном направлении под действием составляющих P_y и P_z является, таким образом, суммой:

$$y = s_{11} \cdot P_y + s_{12} \cdot P_z. \tag{5}$$

Рассуждая аналогично, найдем упругое перемещение вершины резца в тангенциальном направлении:

$$z = s_{21} \cdot P_y + s_{22} \cdot P_z + s_{22} \cdot P_z. \tag{6}$$

Далее перейдем к динамической модели упругой системы резец — суппорт в плоскости, перпендикулярной оси центров токарного станка, которая может быть представлена в виде двух пружин, ориентированных под некоторым углом к координатной системе [7], рис. 2.

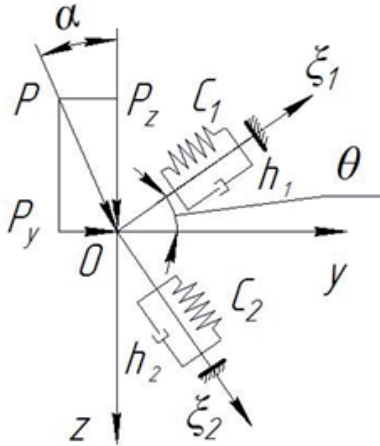


Рис. 2. Схема действия сил резания на упругую систему резец — суппорт в плоскости YZ

Такая модель упругой системы позволяет решать две основные задачи. Во-первых, может быть определено упругое перемещение вершины резца в радиальном и тангенциальном направлениях под действием силы резания.

Во-вторых, расчетная модель упругой системы позволяет определять восстанавливающие силы, т. е. силы упругости, возникающие при отклонении вершины резца из положения статического равновесия с учетом демпфирования. Эти силы упругости, как будет показано, являются составляющими динамических сил и в значительной мере определяют устойчивость процесса резания [8].

Силы резания вызывают отжим инструмента от детали, что ведет к уменьшению толщины срезаемого слоя, или, при неблагоприятной ориентации осей жесткости, потере устойчивости. Импульсные воздействия порождают переходные процессы, длительность которых определяется диссипативными свойствами системы, а амплитуда и частота повторений зависит от интенсивности случайных воздействий.

Определив относительные колебания по осям Y и Z, и зная положение точки разделения, можно вычислить перемещения в радиальном и тангенциальном направлении для этой точки на радиусе округления режущей кромки. При этом колебания в тангенциальном направлении будут определять изменение знака и величины касательных напряжений.

Сила P_y , действующая на заднюю грань резца, также имеет нелинейный характер изменения контактного давления при наличии относительных колебаний и износа по задней поверхности.

Таким образом, уравнение движения вершины резца с приведенной массой m , с учетом коэффициентов демпфирования h_1 и h_2 можно представить в следующем виде:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{\xi}_1 + h_1 \cdot \dot{\xi}_1 + c_1 \cdot \xi_1 = P_y \cdot \sin \theta + P_z \cdot \cos \theta, \\ m \cdot \ddot{\xi}_2 + h_2 \cdot \dot{\xi}_2 + c_2 \cdot \xi_2 = P_y \cdot \cos \theta + P_z \cdot \sin \theta. \end{cases} \quad (7)$$

Запишем формулы перехода от осей ξ_1 и ξ_2 к осям Z и Y:

$$\xi_1 = z \cdot \cos \theta + y \cdot \sin \theta, \quad (8)$$

$$\xi_2 = y \cdot \cos \theta + z \cdot \sin \theta. \quad (9)$$

После подстановки получаем следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \ddot{z} \cdot \cos \theta + \ddot{y} \cdot \sin \theta = \\ = [P_z \cdot \cos \theta + P_y \cdot \sin \theta - h_1 \cdot (\dot{z} \cdot \cos \theta + \dot{y} \cdot \sin \theta) - \\ - c_1 (z \cdot \cos \theta + y \cdot \sin \theta)] / m, \\ \ddot{y} \cdot \cos \theta + \ddot{z} \cdot \sin \theta = \\ = [P_z \cdot \cos \theta - P_y \cdot \sin \theta - h_2 \cdot (\dot{y} \cdot \cos \theta - \dot{z} \cdot \sin \theta) - \\ - c_2 (y \cdot \cos \theta + z \cdot \sin \theta)] / m. \end{cases} \quad (10)$$

В результате решения системы дифференциальных уравнений, получаем графики виброперемещений вершины расточного резца.

В зависимости от характеристик упругой системы и приложенных внешних сил получаются затухающие или самовозбуждающиеся колебания с различной длительностью переходного процесса. Характер движения исходной системы параметром $\theta = 30^\circ$ неустойчивый, то есть амплитуда колебаний возрастает, рис. 3.

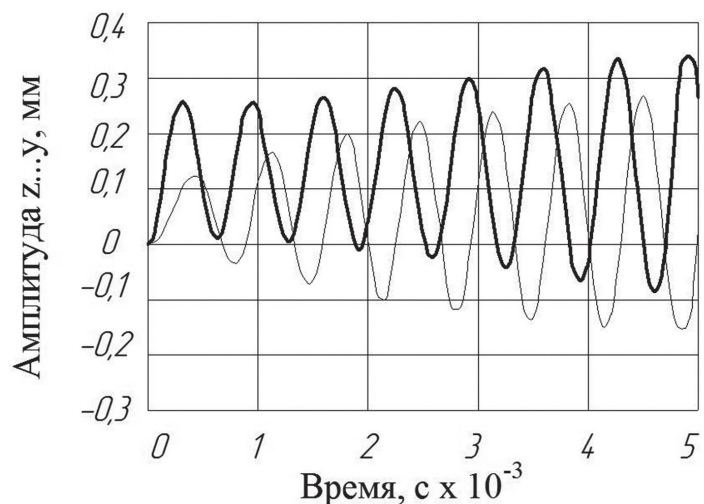


Рис. 3. Вид относительных колебаний при $\theta = 30^\circ$

С введением в систему дополнительной жесткости, угол ориентации осей жесткости уменьшается до угла $\theta = 15^\circ$ (рис. 4). Дополнительную жесткость можно получить за счет использования при обработке специальной инструментальной системы, которая создает подвижную опору державке резца вблизи узла крепления режущей пластины.

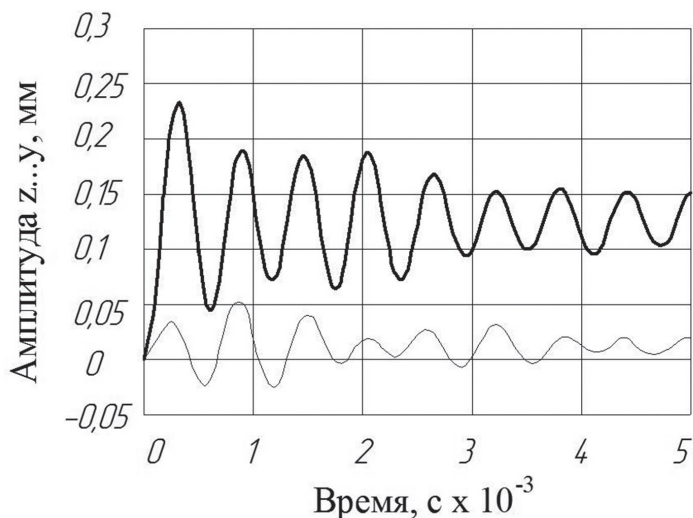


Рис. 4. Вид относительных колебаний при $\theta = 15^\circ$

Разработанная модель позволяет рассчитать параметры относительных колебаний детали и инструмента, исходя из параметров упругой системы и процесса резания.

5. Результаты исследования виброустойчивости инструментальной системы для растачивания

На основании предложенной схемы повышения жесткости и виброустойчивости при растачивании была разработана трехмерная модель инструментальной системы, которая создает дополнительную подвижную опору резцу [9, 10].

Компьютерное моделирование проводилось в программном комплексе Компас 3D V15. Было создано две трехмерных модели реальных объектов исследования: отдельно расточного резца, и расточного резца с разработанной инструментальной системой, которая выполняет функцию дополнительной опоры. Анализ проводился на модели с использованием метода конечных элементов в программе APM Structure 3D. Конечноэлементная модель инструментальной системы показана на рис. 5.

Амплитуды колебаний расточного резца при одних и тех же режимах резания с использованием разработанной инструментальной системы и без нее, полученные в результате компьютерного моделирования представлены в табл. 1.

Таблица 1

Амплитуда колебаний в направлениях OZ и OY при различных вылетах державки, мм

Условия обработки	Амплитуда колебаний в направлениях OZ и OY при различных вылетах державки, мм					
	100		150		200	
	OZ	OY	OZ	OY	OZ	OY
Расточный резец сечением 25 × 25 мм	0,091	0,035	0,208	0,073	0,442	0,157
Расточный резец сечением 30 × 30 мм	0,077	0,027	0,184	0,064	0,242	0,078
Инструментальная система, сечение резца 25 × 25 мм	0,073	0,023	0,108	0,034	0,156	0,054
Инструментальная система, сечение резца 30 × 30 мм	0,065	0,021	0,094	0,028	0,121	0,035

6. Обсуждение результатов исследования виброустойчивости процесса растачивания

Исследование выполнено с применением методов математического и трехмерного моделирования и является достаточно полным. В работе рассматривались только стандартные стальные державки расточных резцов и не проработана возможность демпфирования за счет применения в державках специальных материалов. По мнению автора, исследования могут быть полезны при разработке конструкций инструментальных систем, которые позволяют снизить уровень вибраций при растачивании.

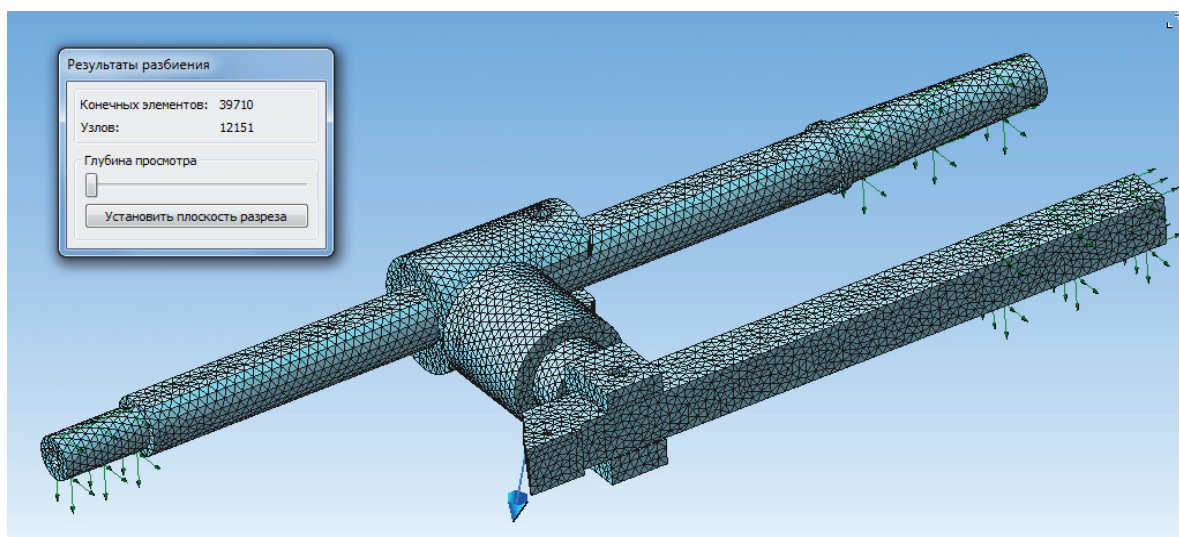


Рис. 5. Конечноэлементная модель инструментальной системы

Исследования трехмерных моделей являются продолжением ранее исследованных, упрощенных стержневых моделей инструментальной системы. Планируется дальнейшее проведение исследований для совершенствования разработанной инструментальной системы.

7. Выводы

1. Разработана математическая модель инструментальной системы, которая позволяет исследовать вибрации расточных резцов при обработке крупногабаритных отверстий на токарно-винторезных станках.

2. Созданы и подвергнуты прочностному анализу трехмерные модели расточных резцов, позволяющие определить их статические и динамические характеристики.

3. Разработана конструкция инструментальной системы, которая позволит снизить уровень вибраций в процессе растачивания. Снижение амплитуды колебаний вершины расточного резца позволит улучшить качество обработанной поверхности и повысить износостойкость режущего инструмента.

Литература

1. Кудинов, В. А. Динамика станков [Текст] / В. А. Кудинов. — М.: Машиностроение, 1973. — 360 с.
2. Гузенко, В. С. Компьютерное моделирование и расчет напряженно деформированного состояния расточных резцов [Текст]: сб. науч. тр. / В. С. Гузенко, В. В. Хорошайло, В. В. Соловьев // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. — 2013. — Вып. 32. — С. 413–417.
3. Рогов, В. А. Исследования вибрационных характеристик вариантов конструкций державок расточных токарных резцов со вставками из высоконаполненного композиционного материала [Текст] / В. А. Рогов, П. С. Белов // Технология машиностроения. — 2011. — № 8. — С. 28–32.
4. Sandip, S. K. Enhancement of Surface Finish of Boring Operation Using Passive Damper [Text] / S. K. Sandip, S. J. Vishvas // Indian Journal of Applied Research. — 2011. — Vol. 2, № 3. — P. 68–70. doi:10.15373/2249555x/dec2012/22
5. Henmi, N. Fast drive of displacement magnification mechanism with flexure hinge using loading type impact damper [Text] / N. Henmi, Y. Sumi, M. Tanaka // Journal of Mechanical Science and Technology. — 2010. — Vol. 24, № 1. — P. 211–214. doi:10.1007/s12206-009-1165-y
6. Александров, А. В. Сопrotивление материалов [Текст]: учеб. для вузов / А. В. Александров, В. Д. Потапов, Б. П. Державин; под ред. А. В. Александрова. — 3-е изд., исп. — М.: Высшая школа, 2003. — 560 с.
7. Лазарев, Г. С. Устойчивость процесса резания металлов [Текст] / Г. С. Лазарев. — М.: Машиностроение, 1973. — 184 с.
8. Жарков, И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом [Текст] / И. Г. Жарков. — Л.: Машиностроение, 1986. — 186 с.
9. Спосіб розточування глибоких отворів великих діаметрів на токарних верстатах [Електронний ресурс]: Патент України № 74324 / Хорошайло В. В. — № u201204051; заяв. 02.04.12; опубл. 25.10.2012, Бюл. № 2. — Режим доступу: \www/URL: http://uapatents.com/4-74324-sposib-roztochuvannya-glibokikh-otvoriv-velikikh-diametriv-na-tokarnikh-verstatakh.html
10. Рухомий люнет для розточування отворів великих діаметрів та довжини на токарних верстатах [Електронний ресурс]: Патент України № 85983 / Хорошайло В. В. — № u211306935; заяв. 03.06.13; опубл. 10.12.2013, Бюл. № 23. — Режим доступу: \www/URL: http://uapatents.com/5-85983-rukhomijj-lyunet-dlya-roztochuvannya-otvoriv-velikikh-diametriv-ta-dovzhini-na-tokarnikh-verstatakh.html

ПІДВИЩЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ РОЗТОЧУВАННЯ НА ТОКАРНО-ГВИНТОРІЗНИХ СТАНКАХ

У цій статті обговорюється можливість підвищення якості обробленої поверхні при розточуванні на токарно-гвинторізних верстатах за рахунок застосування інструментальної системи, яка дозволяє понизити рівень вібрацій в процесі обробки. У дослідженні застосовуються методи математичного і тривимірного моделювання і прочностного аналізу способом кінцевих елементів. Запропонована методика дозволила отримати математичну модель вібропереміщень вершини розточувального різця під дією змінних сил різання.

Ключові слова: розточувальний різець, інструментальна система, тривимірна модель, вібростійкість, амплітуда.

Хорошайло Вадим Вікторович, асистент, кафедра комп'ютеризованих мехатронних систем, інструментів та технологій, Донбаська державна машинобудівна академія, Краматорськ, Україна, e-mail: vadimk333@yandex.ua.

Хорошайло Вадим Вікторович, асистент, кафедра комп'ютеризованих мехатронних систем, інструментів та технологій, Донбаська державна машинобудівна академія, Краматорськ, Україна.

Khoroshailo Vadim, Donbass State Engineering Academy, Kratomorsk, Ukraine, e-mail: vadimk333@yandex.ua