

УДК 621.9

*А. А. Лимарь, А. С. Каиров, д-р техн. наук*

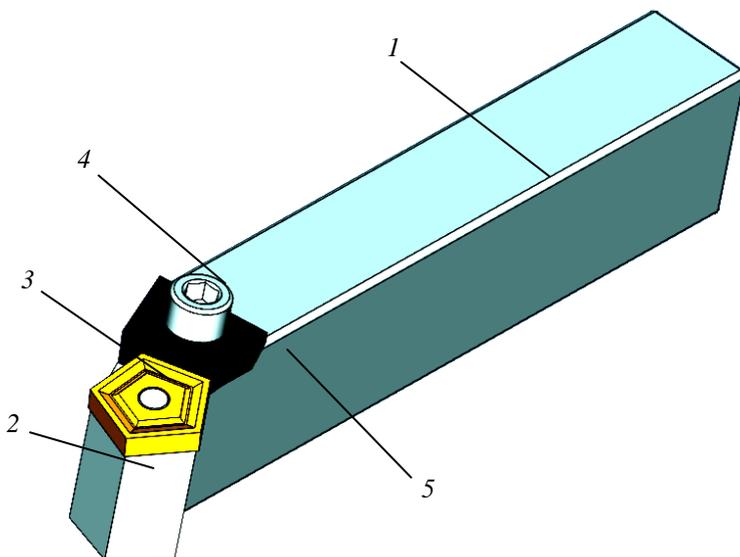
## **СВОБОДНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ТОКАРНЫХ РЕЗЦОВ СО СМЕННЫМИ ПЛАСТИНАМИ**

Изложена методика определения частот собственных колебаний резца в зависимости от его геометрических параметров и месторасположения резца в резцедержателе. С использованием метода конечных элементов в трехмерной постановке разработана уточненная математическая модель рассматриваемого режущего инструмента. Приведены результаты расчета низшего спектра частот свободных колебаний токарного резца со сменными пластинами в зависимости от изменения основных геометрических характеристик державки инструмента.

*Ключевые слова:* резец, метод конечных элементов, геометрические характеристики, собственные колебания, низший спектр частот.

**Введение.** Улучшение чистоты обрабатываемого поверхностного слоя тел вращения при токарной обработке и повышение работоспособности лезвийного инструмента является важнейшей задачей, от успешного решения которой зависит эффективность механической обработки. Этого можно добиться путем уменьшения колебаний технологической системы станок – приспособление – инструмент – деталь (СПИД). Взаимное влияние друг на друга элементов, составляющих эту механическую систему, может привести к совпадению частот их свободных и вынужденных колебаний и, как следствие, к вхождению в резонанс механической системы. Анализу вибрационных процессов при резании посвящены работы [1–4,], в которых авторы выдвинули ряд теорий и провели экспериментальные исследования, объясняющих причины возникновения колебаний системы СПИД. Как известно, возникновение вынужденных колебаний обуславливается действием внешних сил, возбудителем которых может служить первоначальный толчок, а именно, контакт резца с заготовкой [5–8]. В процессе резания постоянно действующие силы резания преобразуются в переменную динамическую силу, которая поддерживает колебательное движение инструмента. Как показали исследования, проведенные А. И. Кашириным и А. П. Соколовским [7], при точении на частоту колебаний влияет жесткость технологической системы СПИД, а режимы резания оказывают большее влияние на амплитуду колебаний. Однако на сегодняшний день, в силу сложности рассматриваемых процессов резания, малоизученной задачей остается влияние геометрических параметров и расположения резца в резцедержателе не только на вынужденные, но и на свободные колебания режущего инструмента.

**Постановка задачи.** Исследуется влияние геометрических характеристик державки лезвийного инструмента, а также его закрепление в резцедержателе на свободные колебания проходного отогнутого резца с механическим креплением и сменными пятигранными неперетачиваемыми пластинами. Рассматриваемый объект исследования представляет собой механическую систему, состоящую из головки резца, сменной пятигранной неперетачиваемой пластины, прижимного винта, фиксирующей пластины и державки, консольно закрепленной в резцедержателе (рис. 1).



1 – державка, 2 – головка резца, 3 – сменная пятигранная неперетачиваемая пластина (СПНП), 4 – прижимной винт, 5 – фиксирующая пластина

**Рис. 1 – Проходной резец с механическим креплением**

Решение поставленной задачи выполняется методом конечных элементов с использованием вариационного принципа Лагранжа:

$$\frac{\partial L}{\partial q_i} - \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) = 0 \quad (1)$$

$$i = (1, \dots, n),$$

где  $L = \Pi - T$  – функция Лагранжа;  $\Pi$  – потенциальная энергия деформации резца;  $T$  – кинетическая энергия колебаний элемента;  $q_i$  – обобщенная координата  $i$ -го узла;  $n$  – число узлов элемента.

**Решение задачи.** При применении принципа Лагранжа потенциальная энергия деформации конечного элемента определяется зависимостью:

$$\Pi = \frac{1}{2} \iiint_V \{\varepsilon\}^T D_\sigma \{\varepsilon\} dV = \frac{1}{2} \iiint_V [B]^T D [B] dV = \frac{1}{2} \left( \{\delta\}^T [K] \{\delta\} \right) \quad (2)$$

где  $\varepsilon$  – матрица деформации конечного элемента ( $\{\varepsilon\} = [B]\{\delta\}$ );  $[B]$  – матрица градиентов элемента ( $[B] = D_\varepsilon [N]$ );  $[N]$  – матрица функций формы элемента;  $D_\varepsilon$  – дифференциальный оператор;  $\{\delta\}$  – вектор обобщенных перемещений узлов элемента;  $D$  – матрица упругости;  $[K]$  – матрица жесткости элемента;  $V$  – объем элемента.

Кинетическая энергия колебаний элемента ( $T$ ) определяется по формуле:

$$T = \frac{1}{2} \iiint_V \rho \{\delta\}^T [B]^T [N]^T [B] [N] \{\delta\} dV = \frac{1}{2} \left( \{\delta\}^T [M] \{\delta\} \right), \quad (3)$$

где  $\rho$  – плотность материала резца;  $[M]$  – матрица масс конечного элемента.

Уравнение собственных колебаний расчетной модели с использованием зависимостей (1)–(3) примет вид:

$$\begin{aligned} [M_{IJ}] \{\ddot{\delta}_I\} + [K_{IJ}] \{\delta_I\} &= 0 \\ (I, J &= 1, \dots, N), \end{aligned} \quad (4)$$

где  $N$  – число степеней свободы модели.

Исходя из зависимостей (1)–(4), частотное уравнение преобразуется к виду:

$$[K_{IJ}] a_I - f^2 [M_{IJ}] a_I = 0, \quad (5)$$

где  $f$  – частота свободных колебаний резца;  $a_I$  – амплитуда свободных колебаний модели резца.

**Анализ полученных результатов.** Исследование свободных колебаний резца выполнено с помощью разработанной математической модели и алгоритма решения. В качестве материала резца принята сталь. Вылет резца определяется зависимостью:

$$L = (0,8 \dots 1,5) H,$$

где  $H$  – высота державки резца;  $L$  – вылет резца.

На рис. 2 представлены результаты расчета влияния вылета резца из резцедержателя на частоту его свободных колебаний при первой изгибной форме колебаний. Данная графическая зависимость приведена для токарного резца со сменными пластинами, имеющего основные геометрические характеристики в соответствии с ГОСТ 2102-0253 2420.

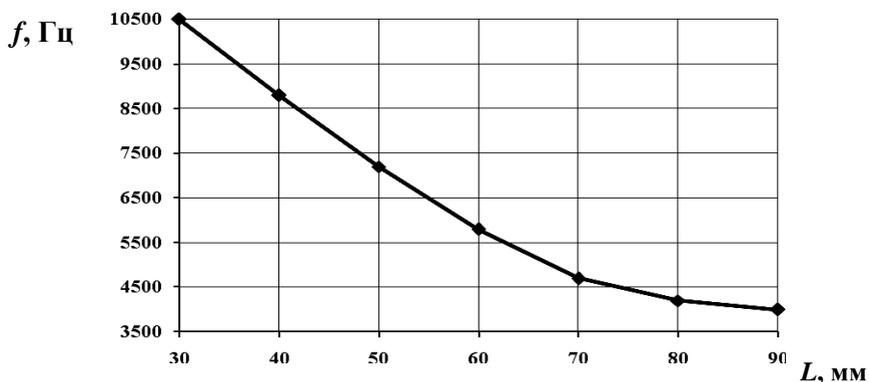


Рис. 2 – Влияние вылета резца из резцедержателя на частоту его собственных колебаний

Исходя из приведенных на рис. 2 данных, очевидно, что при увеличении вылета резца уменьшается частота его собственных колебаний. Это может быть объяснено тем, что в связи с увеличением вылета, снижается жесткость резца в целом. Как следствие, происходит возрастание амплитуды и снижение частоты его собственных колебаний.

Ниже на рис. 3 и рис. 4 представлены первые изгибные формы собственных колебаний резца для минимально и максимально возможного вылетов.

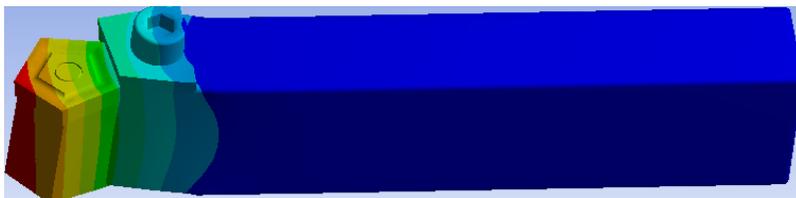


Рис. 3 – Первая изгибная форма колебаний резца при минимально возможном вылете  $L = 30$  мм

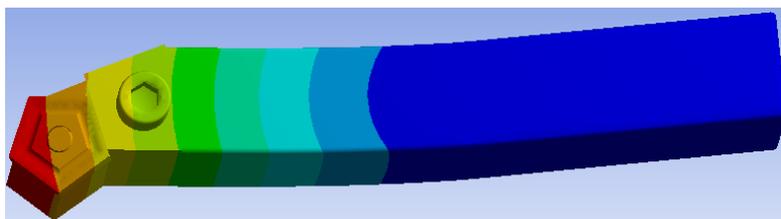


Рис. 4 – Первая изгибная форма колебаний резца при максимально возможном вылете  $L = 84$  мм

Рассмотрим влияние геометрических характеристик державки резца на частоты его собственных колебаний.

На рис. 5 представлена зависимость влияния толщины державки  $H$  проходного токарного резца на его собственную частоту при первой изгибной форме колебаний (характеристики резца приведены выше). За основу была принята толщина державки согласно ГОСТу при рекомендуемом вылете резца из резцедержателя  $L = 34$  мм. Последующие вычисления проводились с уменьшением толщины державки на каждые 5 мм.

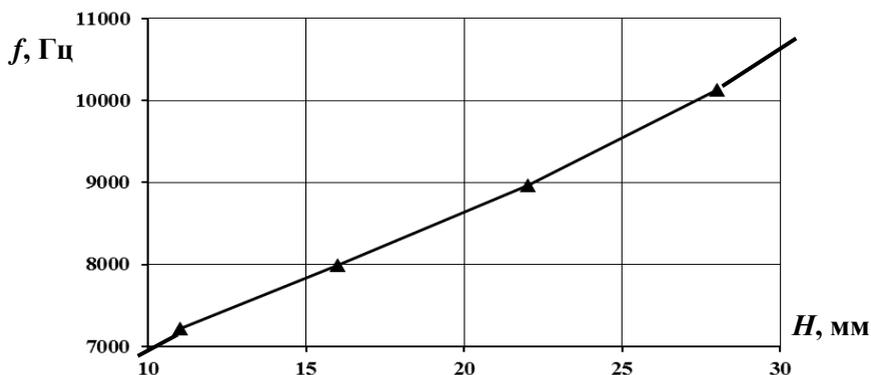


Рис. 5 – Влияние толщины державки на собственную частоту колебаний резца

Анализ графической зависимости, приведенной на рис. 5, позволяет сделать вывод, что для первой изгибной формы происходит увеличение частоты собственных колебаний резца с возрастанием толщины его державки. Объяснением этому служит то, что с возрастанием толщины увеличивается площадь поперечного сечения державки. Значит, возрастает и жесткость в целом и, как следствие, снижается частота его собственных колебаний. Ниже, на рис. 6, изображена первая изгибная форма колебаний рассматриваемого резца при вылете  $L = 34$  мм и толщине державки  $H = 11$  мм.



Рис. 6 – Первая изгибная форма колебаний резца при  $L = 34$  мм,  $H = 11$  мм

**Выводы.** С использованием метода конечных элементов исследовано влияние таких геометрических параметров конструкции резца, как его вылет и толщина державки, на величину спектра низших частот его свободных колебаний. Данная задача решалась с использованием разработанной трехмерной уточненной математической модели, позволяющей в полной мере учесть сложность геометрической формы резца.

Установлено, що з увеличением толщины державки происходит резкое возрастание частоты его собственных колебаний, что обусловлено существенным увеличением жесткости всего резца в целом. Уменьшение вылета резца также приводит к увеличению частоты его колебаний, однако, в этом случае, жесткость резца возрастает не так значительно, как при утолщении державки.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Грановский Г. И.** Резание металлов / Г. И. Грановский, В. Г. Грановский. – М. : Высшая школа, 1985. – 304 с.
2. **Жарков И. Г.** Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И. Г. Жарков. – Л. : Машиностроение, 1987. – 184 с.
3. **Лазарев Г. С.** Автоколебания при резании металлов / Г. С. Лазарев. – М. : Высшая школа, 1971. – 244 с.
4. **Полетика М. Ф.** Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента / М. Ф. Полетика – М. : Машиностроение, 1969. – 148 с.
5. **Левин А. И.** Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков / А. И. Левин. – М. : Машиностроение, 1978. – 183 с.
6. **Пановко Я. Г.** Устойчивость и колебания упругих систем / Я. Г. Пановко, И. И. Губанова. – М. : Наука, 1964. – 336 с.
7. **Соколовский И. А.** Режущий инструмент для приборостроения / И. А. Соколовский – М. : Машиностроение, 1982. – 208 с.
8. **Эльясберг М. Е.** Автоколебания металлорежущих станков. Теория и практика / М. Е. Эльясберг. – СПб, 1993. – 181 с.

*О. О. Лимар, О. С. Каиров, д-р техн. наук*

## ВІЛЬНІ КОЛИВАННЯ ТОКАРНИХ РІЗЦІВ ЗІ ЗМІННИМИ ПЛАСТИНАМИ

Викладено методику визначення частот власних коливань різця в залежності від його геометричних параметрів та місцезнаходження різця в різцеутримувачі. З використанням методу скінченних елементів в тривимірній постановці розроблено уточнену математичну модель розглянутого різця. Наведено результати розрахунку спектру нижчих частот власних коливань токарного різця зі змінними пластинами в залежності від зміни основних геометричних характеристик державки інструмента.

*Ключові слова:* різець, метод скінченних елементів, геометричні характеристики, власні коливання, нижчий спектр власних частот.

*A. A. Limar, A. S. Kairov, Dr. Sci. (Tech.)*

## THE CUTTING TOOL WITH CHANGEABLE PLATES FREE OSCILLATION

The new more correct methodology that gives an opportunity to investigate the influence of cutting tool geometrical parameters on its free oscillation frequencies, is proposed. In order to receive the foregoing problem solution a new, more perfect three dimension mathematical model based on the finite element method has also been developed. The results of the calculation free oscillation lowest frequencies spectrum are given according to the cutting tool profile geometrical characteristics changes.

*Keywords:* cutting tool, finite element method, geometrical characteristics, free oscillation, the lowest frequencies spectrum.

The developed mathematical model allows to reveal the dependences between the tool holder geometrical parameters and the cutter free oscillations. The Lagrange variational principle applied to the finite element method has been used for the mathematical model creation.

It has also been found that the decrease of the cutting tool departure from the tool holder increases the cutter oscillation frequency. On the other hand it should also be admitted, that such increase is not significant. The cutting forces acting on the tool cutting edge, bend it in the horizontal plane and lead to the whole tool oscillation frequency reduce.

The impact of the cutter holder thickness changes is more sufficient for the problem of free oscillation frequencies determination. While the bending vibration forms studied it also has been found that the bending strength lines location in a vertical plane causes a sharp increase of cutters free oscillations frequency. After bringing of the foregoing mathematical model in a more complex type, it can be used not only for cutter free oscillation research, but also for the cutting tools' forced vibration too.

## REFERENCES

1. **Granovskij G. I.** The metalls cutting / G. I. Granovskij, V. G. Granovskij. – M. : Vysshaja shkola, 1985. – 304 p. (in Russian).
2. **Zharkov I. G.** The vibrations during blade tools shaping / I. G. Zharkov. – Leningrad: Mashinostroenie, 1987. – 184 p. (in Russian).
3. **Lazarev G. S.** The self-oscillations in metal cutting / G. S. Lazarev. – M. : Vysshaja shkola, 1971. – 244 p. (in Russian).
4. **Poletika M. F.** The contact loads on the cutting tool's surface / M. F. Poletika. – M. : Mashinostroenie, 1969. – 148 p. (in Russian).
5. **Levin A. I.** The mathematical modeling in the metal cutting equipment investigation and design / A. I. Levin. – M. : Mashinostroenie, 1978. – 183 p. (in Russian).
6. **Panovko Ja. G.** The elastic systems' stability and oscillations / Ja. G. Panovko, I. I. Gubanov. – M. : Nauka, 1964. – 336 p. (in Russian).
7. **Sokolovskij I. A.** The cutting tools for the instrument making / I. A. Sokolovskij. – M. : Mashinostroenie, 1982. – 208 p. (in Russian).
8. **El'jasberg M. E.** The machine tools self-oscillations. Theory and practice / M. E. El'jasberg. – Sankt.-Petersburg. – 1993. – 181 p. (in Russian).

*Национальный университет  
кораблестроения им. адмирала Макарова  
Николаев, Украина*

*Поступила в редколлегию 20.04.2015*