

УДК 629.113.001

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ПРОХОДНОГО УПОРНОГО РЕЗЦА С УЧЕТОМ СПЕЦИФИКИ ЕГО КРЕПЛЕНИЯ

© П.Н. Костин<sup>1</sup>, А.В. Лукьянов<sup>2</sup>

Иркутский национальный исследовательский университет,  
664074, Российская Федерация, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83.

Приведены результаты определения частот собственных колебаний проходного упорного резца в зависимости от длины его вылета из резцедержателя. Для решения поставленной задачи применялся метод конечных элементов. Полученные результаты могут быть использованы в целях определения оптимальной длины вылета при закреплении резцов в резцедержателе и, как следствие, недопущения малой жесткости инструмента, образующего упругую динамическую систему «станок – приспособление – инструмент – заготовка».

*Ключевые слова:* конечно-элементное моделирование колебаний, оптимальная длина вылета резца, собственные частоты колебаний резца

## DETERMINATION OF THE STRAIGHT SIDE-FACING TOOL NATURAL OSCILLATION FREQUENCIES WITH THE ACCOUNT OF FIXING SPECIFICITY

© Pavel N. Kostin, Anatoly V. Lukyanov

Irkutsk National Research Technical University,  
83 Lermontov Str., Irkutsk, 664074, Russian Federation

The article gives the results of the determination of the frequencies of natural oscillations of the straight side-facing tool, depending on the length of its departure from the tool holder. To solve this problem, finite-element method was used. The obtained results can find application in the issue of determining the optimal length of the reaming with the fixing of the incisors in the tool holder, and as a result, the low rigidity of the tool forming the elastic dynamic system of the machine-fixture-tool-work piece.

*Keywords:* finite element simulation of oscillations; the optimal length of the single-point tool departure; the natural frequencies of the single-point tool oscillations

Повышение качества поверхности деталей, обрабатываемой механическими способами без потери производительности, является важной задачей с точки зрения эффективности производства и поддержания высокого уровня конкурентоспособности.

Повышение качества поверхности важно для деталей, образующих сборную единицу. В свою очередь сборные единицы часто имеют в своем составе детали, форма которых получена посредством точения.

Одной из причин, по которой качество поверхности детали не удовлетворяет предъявляемым требованиями, является высокая вибрация, сопровождающая процессы механической обработки резанием. При неверном выборе инструмента, вспомогательной оснастки, обрабатывающего оборудования и (или) режимов резания возникает значительная вибрация, которая может привести не только к снижению качества поверхности, но и к преждевременному износу режущих кромок инструмента, уменьшению ресурса дорогостоящего технологического оборудования или выходу его из строя.

При механической обработке деталей, в том числе и при точении, рассматривается замкнутая упругая динамическая система «станок – приспособление – инструмент – заготовка» (СПИЗ), на которую воздействуют технологические процессы и сопутствующие явления, такие как резание, трение, вибрации и т.д. При анализе устойчивости и динамических характеристик элементов, образующих замкнутую систему СПИЗ, необходимо каждый элемент, образующий данную систему, рассматривать отдельно [1], причем с учетом анализа вибрационных процессов, возникающих в системе СПИЗ при резании [2–7]. В данных работах на основе теории, математических моделей и экспериментальных исследований объясняются причины возникновения колебаний в системе СПИЗ. Взаимное влияние элементов, образующих замкнутую систему СПИЗ, может привести к возникновению в системе резонанса [8].

<sup>1</sup> Костин Павел Николаевич, магистрант кафедры технологии и оборудования машиностроительных производств Института авиационного машиностроения и транспорта, e-mail: kostin95pavel@mail.ru

Pavel N. Kostin, a postgraduate of Technology and Equipment of Machine-Building Industries Department, Aircraft and Machine Building and Transport Institute, e-mail: kostin95pavel@mail.ru

<sup>2</sup> Лукьянов Анатолий Валерьянович, доктор технических наук, профессор кафедры технологии и оборудования машиностроительных производств Института авиационного машиностроения и транспорта, e-mail: loukian@inbox.ru  
Anatoly V. Lukyanov, Doctor of Technical Sciences, Professor of Technology and Equipment of Machine-Building Industries Department, Aircraft and Machine Building and Transport Institute, e-mail: loukian@inbox.ru

В современных системах СПИЗ станки, как правило, имеют высокую жесткость, а проблема малой жесткости всей системы объясняется либо малой жесткостью остальных элементов, образующих замкнутую систему (приспособлений, инструмента и заготовки), либо снижением жесткости крепления инструмента и заготовки из-за большой длины вылета. При точении на жесткость замкнутой системы СПИЗ влияет длина вылета резца из резцедержателя и заготовки из шпинделя: она тем выше, чем меньше вылет резца из резцедержателя и заготовки из шпинделя.

Существуют различные способы повышения жесткости системы СПИЗ при токарной обработке, среди которых наиболее легко осуществляемыми являются уменьшение длины вылета резца из резцедержателя и длины вылета заготовки из патрона шпинделя. Влиянию длины вылета заготовки на жесткость технологической системы посвящена работа [7].

Оптимальная длина вылета резца из резцедержателя определяется по уравнению

$$L = (0,8-2)H, \quad (1)$$

где  $H$  – высота державки резца;  $L$  – оптимальный вылет резца из резцедержавки.

Причем при назначаемой длине вылета резца резцедержатель должен быть на достаточном расстоянии от обрабатываемой детали, чтобы стружка не наматывалась на него в процессе резания, а также для обеспечения возможности наблюдения за резанием. В случае, когда  $L > 2 \cdot H$ , жесткость резца, зажатого в резцедержателе, падает, что приводит к существенному влиянию силы резания резца на обрабатываемую заготовку при возникновении вибрации [9].

Поставлена задача исследовать влияние длины вылета резца из резцедержателя на частоту собственных колебаний для проходного упорного резца 2103-0057 по ГОСТ 18879-73 [10].

По выражению (1) допустимые значения длины вылета резца должны составлять  $L = 20-50$  мм. Но в силу того что резец невозможно закрепить в резцедержателе при длинах вылета меньше 38 мм, исследование частот собственных колебаний было проведено в диапазонах вылетах резца от 37,5 до 50 мм.

Построим зависимость частот собственных колебаний для рассматриваемого диапазона допустимых длин вылета резца. Для этого применим метод конечных элементов с использованием вариационного принципа Лагранжа, из которого следует, что частотное уравнение имеет вид:

$$[K_{IJ}] \cdot a_I - f^2 \cdot [M_{IJ}] \cdot a = 0; \quad (2)$$

$$(I, J = 1, \dots, N),$$

где  $N$  – число степеней свободы конечно-элементной модели;  $f$  – частота собственных колебаний резца;  $K$  – матрица жесткости конечного элемента;  $M$  – матрица масс конечного элемента;  $a_I$  – амплитуда собственных колебаний.

В САД-системе NX 10 создана твердотельная модель проходного упорного резца, изображенная на рис. 1, а. Резец представляет собой державку из стали 45 с напаянной на нее пластиной из твердого сплава Т15К6. Вследствие малой массы и объема режущей твердосплавной пластины резца, незначительно влияющих на частоту собственных колебаний, можно упростить построение модели и принять физико-механические свойства пластины равными аналогичным свойствам державки резца (сталь 45).

Для конечно-элементного моделирования была использована САЕ-система FEMAP 11, в которую была импортирована твердотельная модель, созданная ранее в САД-модуле NX 10. Модель разбита на конечные элементы, размер сетки конечного элемента установлен 3 мм с автоматической триангуляцией, количество узлов – 20506, общее число конечных элементов составило 132957, физико-механические свойства стали 45 установлены следующие:

- модуль Юнга  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа;
- коэффициент Пуассона  $\nu = 0,3$ ;
- плотность  $\rho = 7826$  кг/м<sup>3</sup>.

Конечно-элементная модель изображена на рис. 1, б.

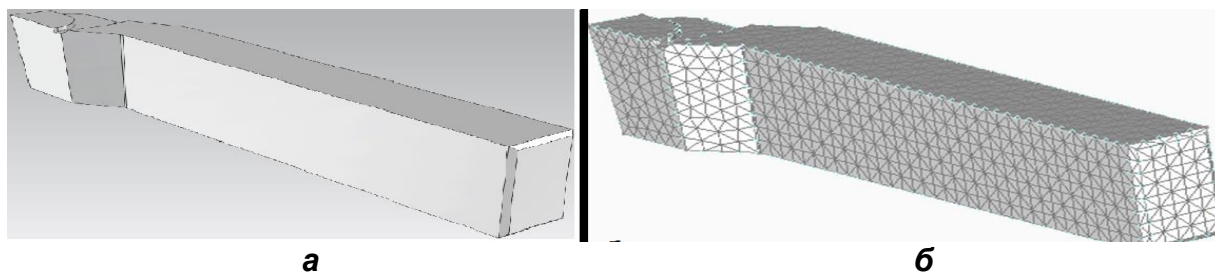


Рис. 1. Твердотельная (а) и конечно-элементная (б) модели резца

В результате моделирования получены собственные частоты колебаний резца. Первые формы собственных колебаний резца, незакрепленного в резцедержатель, приведены на рис. 2. Именно низшие частоты представляют интерес с точки зрения динамического анализа, поскольку на этих частотах, как правило, и возникает резонанс.

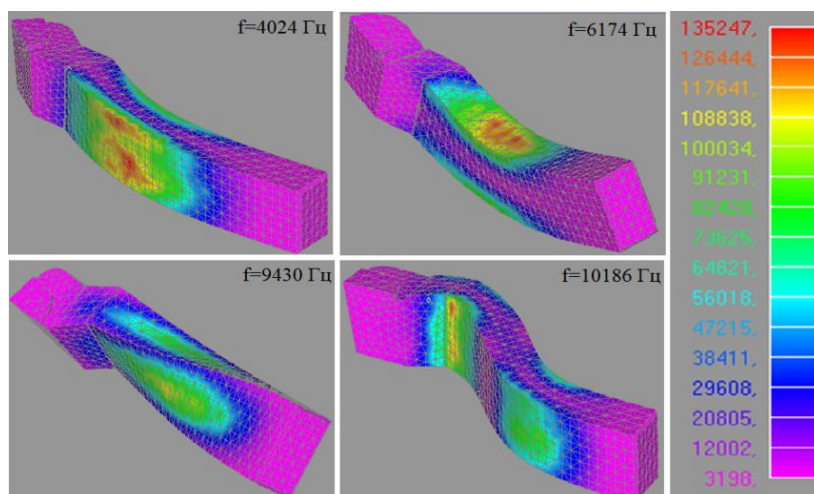


Рис. 2. Собственные колебания незакрепленного резца – низшие частоты

При определении частоты собственных колебаний резца, зажатого в резцедержателе, их можно рассматривать как подсистему «резец – державка», образующую систему СПИЗ, причем жесткость державки на порядок выше жесткости токарного резца. Поэтому при построении конечно-элементной модели колебаний резца, зажатого в резцедержатель, принято упрощение последнего, и резцедержатель рассматривается как элемент абсолютно жесткой заделки.

Первая форма колебаний в направлении оси Y при максимально допустимой длине вылета резца приведена на рис. 3, а, а при минимально возможной – на рис. 4, а. Первая форма колебаний в направлении оси Z при максимально допустимой длине вылета резца приведена на рис. 3, б, а при минимально возможной – на рис. 4, б. Данные показывают, что минимальная собственная частота будет при колебаниях в направлении оси Y, причем при максимальной длине вылета резца. Максимальные деформации показывают место возможного излома резца при развитии резонансных колебаний.

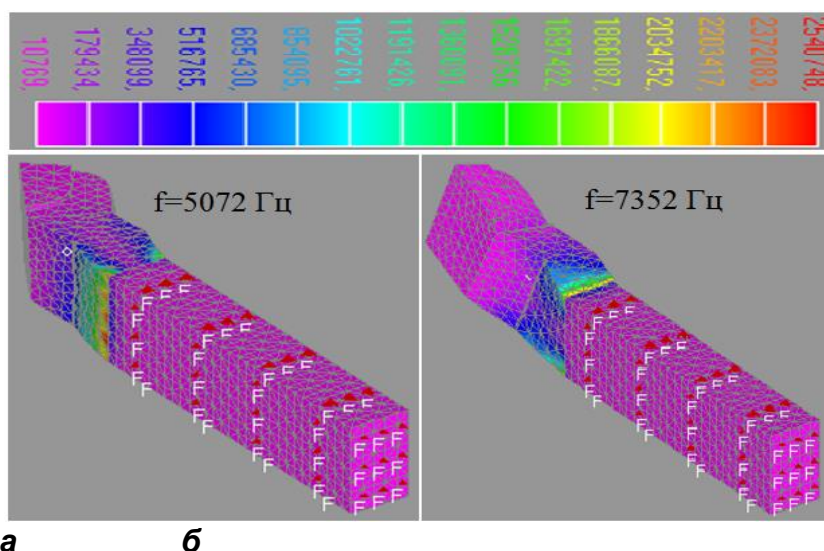
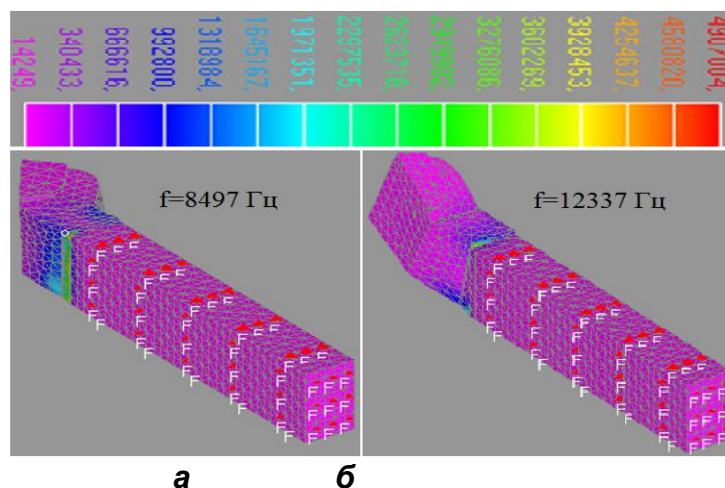
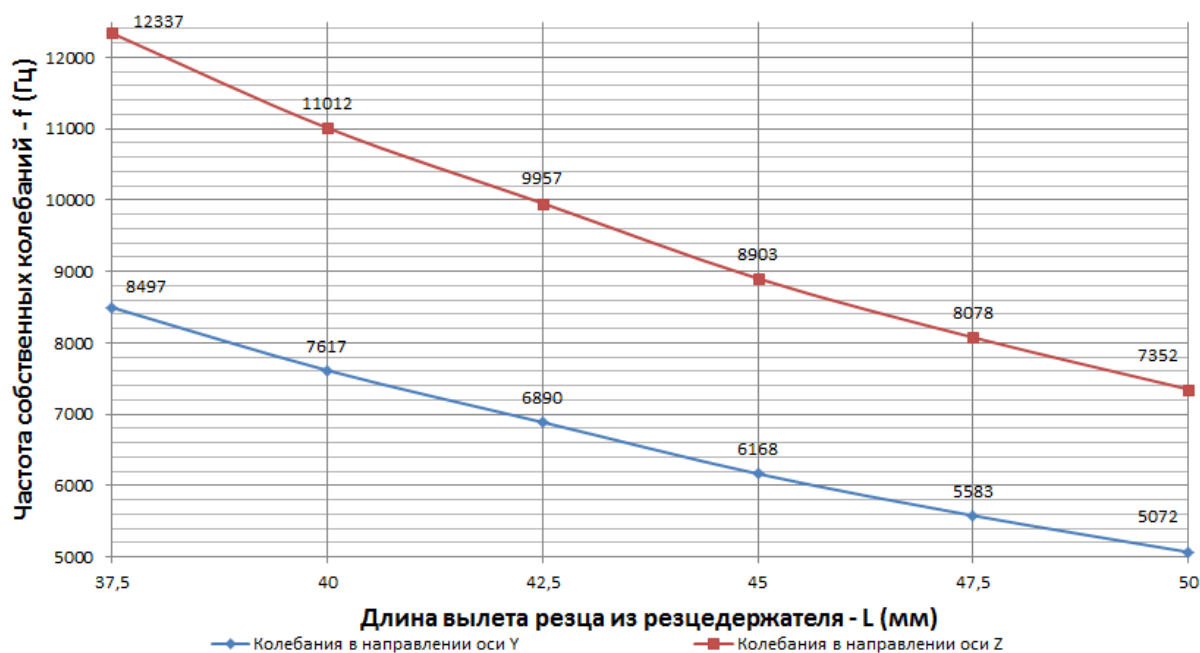


Рис. 3. Собственные колебания резца при максимально допустимой длине вылета: а – первая форма колебаний в направлении оси Y; б – первая форма колебаний в направлении оси Z



**Рис. 4. Собственные колебания реза при минимально возможной длине вылета:**  
**а – первая форма колебаний в направлении оси Y;**  
**б – первая форма колебаний в направлении оси Z**

Зависимости частоты колебаний реза от длины вылета реза из резцедержателя для первых форм колебаний приведены на рис. 5.



**Рис. 5. Зависимость частоты собственных колебаний реза от длины вылета из резцедержавки**

Таким образом, построенная конечно-элементная модель колебаний реза при различных длинах его вылета из державки позволяет утверждать, что частота собственных колебаний тем выше, чем меньше длина вылета инструмента, следовательно, при минимальных вылетах достигается максимальная жесткость системы «резец – державка». Основываясь на полученных данных, можно выбрать такую длину вылета реза, чтобы она обеспечивала возможность наблюдения за процессом резания и не способствовала наматыванию на резцедержатель образующейся сливной стружки, а также имела частоты, максимально удаленные от резонансных.

Приведенная методика построения конечно-элементной модели колебаний реза, установленного в резцедержатель, может быть применена при выборе типоразмеров реза, установке на оптимальную длину вылета его из державки и установке допустимой частоты вращения шпинделя токарного станка. Во избежание резонанса шпиндель токарного станка должен иметь частоту вращения, составляющую менее 50% от минимальной собственной частоты установленного в резцедержатель реза.

**Библиографический список**

1. Кудинов В.А. Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 359 с.
2. Полетика М.Ф. Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. М.: Машиностроение, 1969. 148 с.
3. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. М.: Машиностроение, 1987. 184 с.
4. Грановский Г.И. Резание металлов. М.: Высш. шк., 1985. 304 с.
5. Лазарев Г.С. Автоколебания при резании металлов. М.: Высш. шк., 1971. 244 с.
6. Костин П.Н., Лукьянов А.В. Натурное и численное моделирование свободных колебаний концевой сборной фрезы r790 [Электронный ресурс] // Молодежный вестник ИрГТУ. 2018. Т. 8. № 3.
7. Костин П.Н., Лукьянов А.В., Алейников Д.П. Определение частот колебаний заготовки с учетом специфики ее крепления [Электронный ресурс] // Молодежный вестник ИрГТУ. 2018. Т. 8. № 3.
8. Петрухин В.В., Петрухин С.В. Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации. М.: Инфра-Инженерия, 2010. 176 с.
9. Байкалова В.Н., Колокатов А.М., Малинина И.Д. Расчет режимов резания при точении: метод. рекомендации. М.: Изд-во Московского государственного агроинженерного университета им. В.П. Горячкина, 2000. 55 с.
10. ГОСТ 18879-73. Резцы токарные проходные упорные с пластинами из твердого сплава. Конструкция и размеры; введен в действие постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 08.06.1973 г. № 1429.