

УДК 621.91.01:543.1

ПОВЫШЕНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКИ НА СТАНКЕ С ПОТЕНЦИАЛЬНО НЕУСТОЙЧИВОЙ УПРУГОЙ СИСТЕМОЙ РЕЗЕЦ–СУППОРТ

А. В. ШЕВЧЕНКО*Киевский политехнический институт, Украина*

Введение

Одной из причин возникновения автоколебаний при резании является изменение площади срезаемого слоя и силы резания вследствие наличия координатной связи между процессом резания и движениям по разным координатам упругой системы станка [1]. На рис. 1 приведена расчетная схема упругой системы резец–суппорт токарного станка. Если на резцедержатель суппорта токарного станка воздействовать силой P_1 , изменяя угол ее приложения, то можно найти такой угол α_1 , при котором будут отсутствовать угловые смещения резцедержателя. При изменении точки приложения силы P_2 аналогичное условие можно получить при угле α_2 . Точка пересечения линий действия сил P_1 и P_2 определяет положение центра жесткости (ЦЖ) суппорта [2]. Направление от вершины резца к ЦЖ определяет положение оси максимальной жесткости c_1 , а перпендикулярное ему направление определяет положение оси минимальной жесткости c_2 , так как к упругим смещениям вдоль оси добавляются угловые смещения вследствие крутильной податливости суппорта вокруг ЦЖ. Оси η_1 и η_2 называют главными осями жесткости. Если нагрузка упругой системы проходит через ЦЖ, то ее перемещения осуществляются только по главным осям жесткости. Главные оси жесткости для этого случая нагрузки являются нормальными (главными) координатами упругой системы, перемещения по которым рассматриваются как независимые, и поэтому для каждой из главных координат упругой системы суппорта можно составить независимые дифференциальные уравнения движения. Такое представление о ЦЖ системы и главных осях жесткости положено в основу расчета устойчивости эквивалентной упругой системы, имеющей не менее двух степеней свободы [3].

В соответствии с индексами главных координат η_1 и η_2 обозначим характеристики жесткости c_1 и c_2 , коэффициенты демпфирования h_1 и h_2 , а также приведенную массу системы m_1 и m_2 . Предполагается, что масса движется только в направлениях главных координат η_1 и η_2 , свойства упругих звеньев системы c_1 и c_2 пропорциональны смещениям η_1 и η_2 системы, а силы вязкого трения, действующие одновременно с силами упругости, пропорциональны относительным скоростям $\dot{\eta}_1$ и $\dot{\eta}_2$. За начало обобщенных координат принята вершина резца, ось y направлена по нормали к обрабатываемой поверхности, ось z – перпендикулярна к ней. Внешняя нагрузка P выполняет функцию силы резания и действует под углом α к оси z , а угол β устанавливает связь между направлением действия силы резания P и осью η_1 .

Для одномассовой упругой системы резец–суппорт с двумя степенями свободы (рис. 1), система дифференциальных уравнений движения в направлении главных координат может быть представлена в виде:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{\eta}_1 + h_1 \cdot \dot{\eta}_1 + c_1 \cdot \eta_1 = P \cdot \cos\beta; \\ m_2 \cdot \ddot{\eta}_2 + h_2 \cdot \dot{\eta}_2 + c_2 \cdot \eta_2 = P \cdot \sin\beta. \end{cases} \quad (1)$$

Связь обобщенных координат y и z с главными координатами η_1 и η_2 осуществляется следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} y = \eta_2 \cdot \cos(\alpha + \beta) + \eta_1 \cdot \sin(\alpha + \beta); \\ z = \eta_2 \cdot \sin(\alpha + \beta) - \eta_1 \cdot \cos(\alpha + \beta). \end{cases} \quad (2)$$

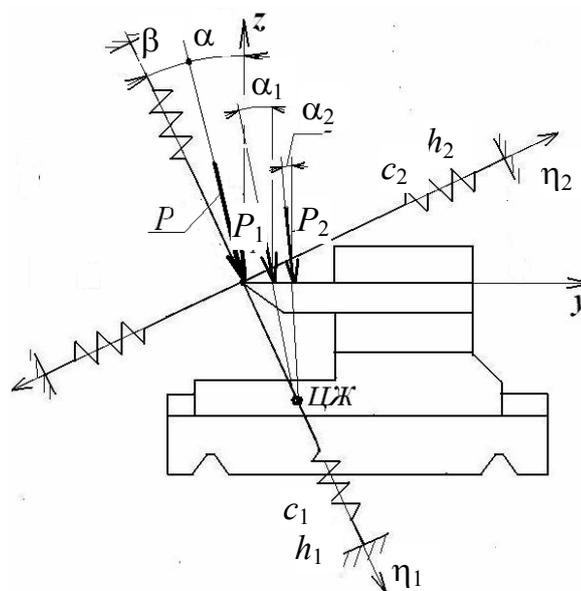


Рис. 1. Расчетная схема упругой системы суппорта с двумя степенями свободы

Известно [1], [3], что наибольшая виброустойчивость при точении достигается при совпадении направления действия силы резания с осью наибольшей жесткости упругой системы станка. Как следствие, причиной усиления влияния координатной связи на уровень относительных колебаний инструмента и детали может стать увеличение отклонения оси наибольшей жесткости от направления действия силы резания (увеличение угла β).

Постановка задачи

При разработке конструкции токарного станка сложно предсказать или рассчитать будущее положение ЦЖ суппорта. В реальной конструкции станка положение ЦЖ определяют экспериментально в соответствии со схемой нагружения, которая приведена на рис. 1. Если определенное экспериментально фактическое положение ЦЖ суппорта станка и угла разворота главных осей жесткости не отвечает приведенным выше требованиям, то упругая система станка будет потенциально неустойчивой и потребовать дополнительных конструктивных и технологических мероприятий для обеспечения условий виброустойчивой обработки.

В качестве примера рассмотрим определенные экспериментально упругие характеристики суппорта двухшпиндельного токарного станка с ЧПУ модели ПАБ-130 Киевского концерна «ВЕРКОН», которые в виде круговой диаграммы жесткости приведены на рис. 2.

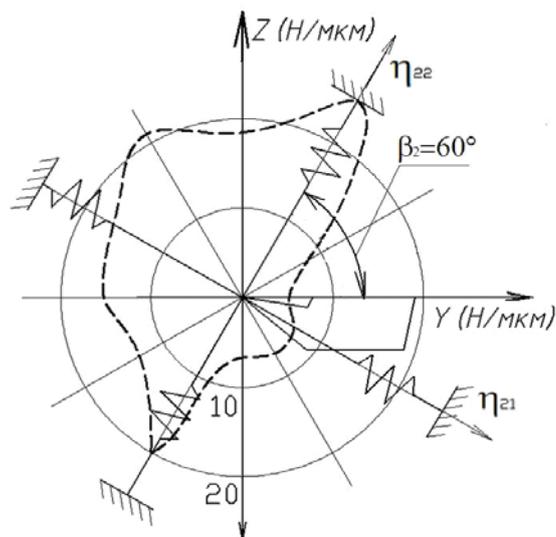


Рис. 2. Круговая диаграмма жесткости суппортной группы двухшпиндельного токарного станка модели ПАБ-130

Как видно из рис. 2, круговая диаграмма жесткости имеет четкую направленность, при этом угол разворота главных осей жесткости составляет примерно $\beta_2 = 60^\circ$ к оси y . На этом станке имеется возможность радиальной подачи режущего инструмента к детали с двух сторон относительно оси шпинделя. Это означает, что при подаче инструмента в положительном направлении оси y (угол $\beta_2 = 30^\circ$) обеспечиваются условия виброустойчивой обработки, а в противоположном направлении (угол $\beta_2 = 60^\circ$) упругая система является потенциально неустойчивой и склонной к увеличению амплитуд автоколебаний при резании.

Повышение виброустойчивости процесса резания на станке с потенциально неустойчивой упругой системой резец–суппорт может быть достигнуто изменением ориентации главных осей жесткости путем использования инструментальной оснастки с ориентированным ЦЖ.

При проектировании такой инструментальной оснастки возникает вопрос выбора ее упругих и демпфирующих параметров, которые бы позволили переориентировать ЦЖ и угол разворота главных осей жесткости упругой системы резец–суппорт. Методика определения статической характеристики упругой системы резец–суппорт приведена в работе [2]. Однако вопрос теоретического исследования влияния изменения ориентации главных осей жесткости инструментальной оснастки на динамические характеристики системы резец–суппорт требует дополнительного исследования.

Методы исследования

Расчетную схему упругой системы резец–суппорт представим в виде двух сосредоточенных приведенных масс резцедержателя m_1 и суппорта m_2 , которые связаны между собой и базой станка звеньями с упругими и диссипативными характеристиками (рис. 3). Каждая из масс рассматривается как подсистема с ориентированными осями жесткости, а именно, для массы m_1 угол разворота главных осей жесткости относительно произвольной системы координат yOz обозначен β_1 , а для массы m_2 – β_2 . Под действием силы резания $P(t)$, которая приложена к вершине резца, масса m_1 совершает колебательные движения в направлениях главных осей координат η_{11} и η_{12} , а масса m_2 – в направлениях главных осей координат η_{21} и η_{22} . Для упругих и диссипативных звеньев учитываются суммарные приведенные коэффициенты демпфирования $h_{11}, h_{12}, h_{21}, h_{22}$ и жесткости $c_{11}, c_{12}, c_{21}, c_{22}$ соответственно резцедержателя (m_1) и суппорта (m_2).

Система резец–суппорт имеет четыре степени свободы, так как положения каждой массы m_1 и m_2 определяются двумя независимыми координатами.

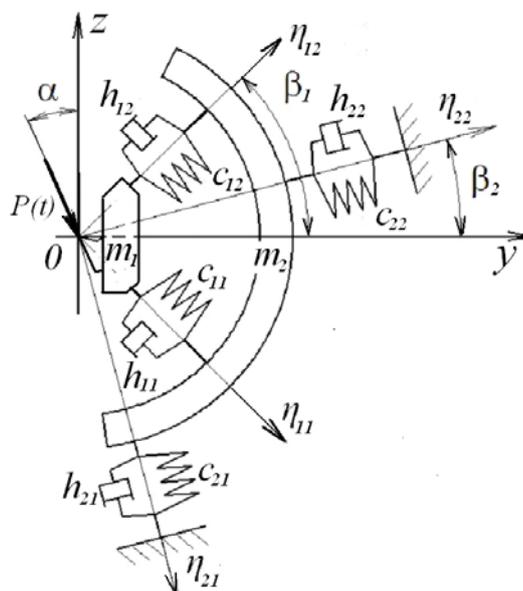


Рис. 3. Расчетная схема упругой системы резец–суппорт токарного станка

С учетом (1) для двухмассовой системы с четырьмя степенями свободы получим систему дифференциальных уравнений движения в направлениях главных координат в виде:

$$\begin{cases}
 m_1 \ddot{\eta}_{12} + h_{12} [\dot{\eta}_{12} - \dot{\eta}_{22} \cos(\varphi) + \dot{\eta}_{21} \sin(\varphi)] + c_{12} [\eta_{12} - \eta_{22} \cos(\varphi) + \eta_{21} \sin(\varphi)] = \\
 = P(t) \sin(\alpha - \beta_1); \\
 m_1 \ddot{\eta}_{11} + h_{11} [\dot{\eta}_{11} - \dot{\eta}_{21} \cos(\varphi) - \dot{\eta}_{22} \sin(\varphi)] + c_{11} [\eta_{11} - \eta_{21} \cos(\varphi) - \eta_{22} \sin(\varphi)] = \\
 = P(t) \cos(\beta_1 - \alpha); \\
 m_2 \ddot{\eta}_{22} - h_{12} \cos(\varphi) [\dot{\eta}_{12} - \dot{\eta}_{22} \cos(\varphi) + \dot{\eta}_{21} \sin(\varphi)] - h_{11} \sin(\varphi) [\dot{\eta}_{11} - \dot{\eta}_{21} \cos(\varphi) - \\
 - \dot{\eta}_{22} \sin(\varphi)] + h_{22} \dot{\eta}_{22} - c_{12} \cos(\varphi) [\eta_{12} - \eta_{22} \cos(\varphi) + \eta_{21} \sin(\varphi)] - \\
 - c_{11} \sin(\varphi) [\eta_{11} - \eta_{21} \cos(\varphi) - \eta_{22} \sin(\varphi)] + c_{22} \eta_{22} = 0; \\
 m_2 \ddot{\eta}_{21} + h_{12} \sin(\varphi) [\dot{\eta}_{12} - \dot{\eta}_{22} \cos(\varphi) + \dot{\eta}_{21} \sin(\varphi)] - h_{11} \cos(\varphi) [\dot{\eta}_{11} - \dot{\eta}_{21} \cos(\varphi) - \\
 - \dot{\eta}_{22} \sin(\varphi)] + h_{21} \dot{\eta}_{21} + c_{12} \sin(\varphi) [\eta_{12} - \eta_{22} \cos(\varphi) + \eta_{21} \sin(\varphi)] - \\
 - c_{11} \cos(\varphi) [\eta_{11} - \eta_{21} \cos(\varphi) - \eta_{22} \sin(\varphi)] + c_{21} \eta_{21} = 0; \\
 \varphi = \beta_1 - \beta_2.
 \end{cases} \quad (3)$$

Система уравнений (3) описывает колебательное движение упругой системы резец–суппорт при разных значениях углов ориентации главных осей жесткости β_1 и β_2 .

Представление математических моделей динамических систем в виде дифференциальных уравнений является достаточно эффективным методом их исследования. Однако этот метод имеет недостатки, к которым можно отнести сложность компьютерного моделирования и большое количество времени, которое тратится на расчеты систем как второго, так и более высокого порядков. Современные методы исследований поведения систем автоматического управления предполагают использование компьютерной техники для решения сложных в расчетном плане задач. К таким

методам относится наиболее универсальный метод представления моделей в переменных состояниях [5].

При использовании метода переменных состояний система уравнений (3) представляется в виде восьми дифференциальных уравнений первого порядка в явной форме:

$$\dot{x} = f(x, u, t),$$

где $x(t)$ – вектор-столбец, компонентами которого являются переменные состояния; $u(t)$ – вектор-столбец входной переменной; t – независимая переменная в размерности времени.

Выходная переменная системы представлена в виде: $y = g(x, u, t)$. Детальное описание представления динамической системы резец–суппорт в переменных состояниях приведены в работе [6]. Результатом расчетов системы (3) являются колебательные движения резцедержателя m_1 в направлениях главных координат η_{12} , η_{11} и суппорта m_2 в направлениях координат η_{22} , η_{21} . Связь обобщенной координаты y с главными координатами η_{12} и η_{11} для резцедержателя m_1 осуществляется в соответствии с системой уравнений (2) в следующем виде:

$$y = \eta_{12} \cos(\beta_1) + \eta_{11} \sin(\beta_1).$$

В качестве примера рассмотрим упругую систему резец–суппорт с потенциально неустойчивой подсистемой суппорта, которая имеет такие характеристики в направлении главных координат: жесткость суппорта $c_{21} = 5,0E7$ Н/м и $c_{22} = 2,5E7$ Н/м, коэффициенты демпфирования $h_{21} = h_{22} = 1,0E3$ кг/с, масса суппорта $m_2 = 140$ кг. Угол разворота главных осей жесткости $\beta_2 = 60^\circ$. При заданном угле действия силы резания $\alpha = 30^\circ$ отклонения главных осей жесткости суппорта от виброустойчивого положения составляет $(\beta_2 - \alpha) = 30^\circ$, что свидетельствует о потенциальной неустойчивости системы.

Для повышения виброустойчивости в упругую систему резец–суппорт вводится резцедержатель с ориентированной жесткостью, который имеет такие характеристики в направлении главных координат: жесткость $c_{11} = 3,5E7$ Н/м и $c_{12} = 5,0E7$ Н/м, коэффициенты демпфирования $h_{11} = h_{12} = 1,0E3$ кг/с, массу $m_1 = 6,5$ кг. Угол ориентации главных осей жесткости резцедержателя по величине равен половине угла направления действия силы резания, а именно $\beta_1 = \alpha/2$, что отвечает рекомендациям работы [6].

На рис. 4 представлены результаты расчетов амплитудно-частотных характеристик упругой системы резец–суппорт при значениях угла разворота главных осей жесткости суппорта $\beta_2 = 60^\circ$ и $\beta_2 = 15^\circ$ и при неизменном угле $\beta_1 = 15^\circ$.

Как видно из рис. 4, увеличение угла разворота главных осей жесткости суппорта с $\beta_2 = 15^\circ$ до $\beta_2 = 60^\circ$ приводит к увеличению амплитуд колебаний на собственных частотах суппорта (70 и 93 Гц) больше чем в два раза, что подтверждает влияние величины угла β_2 на виброустойчивость упругой системы. При этом практически не изменяются амплитуды колебаний на собственных частотах резцедержателя (378 и 451 Гц).

Заключение

Анализ расчетных значений амплитудно-частотных характеристик при изменении угла β_2 в диапазоне $-30^\circ \leq \beta_2 \leq 75^\circ$ позволяет сделать следующие выводы:

– использование резцедержателей с ориентированной определенным образом жесткостью позволяет уменьшить амплитуды автоколебаний при обработке на станке с потенциально неустойчивой упругой системой суппорта;

– введенный в упругую систему резец–суппорт резцедержатель с ориентированной жесткостью выполняет функции доминирующей упругой системы, обеспечивая своими упругими и демпфирующими свойствами условия виброустойчивой обработки.

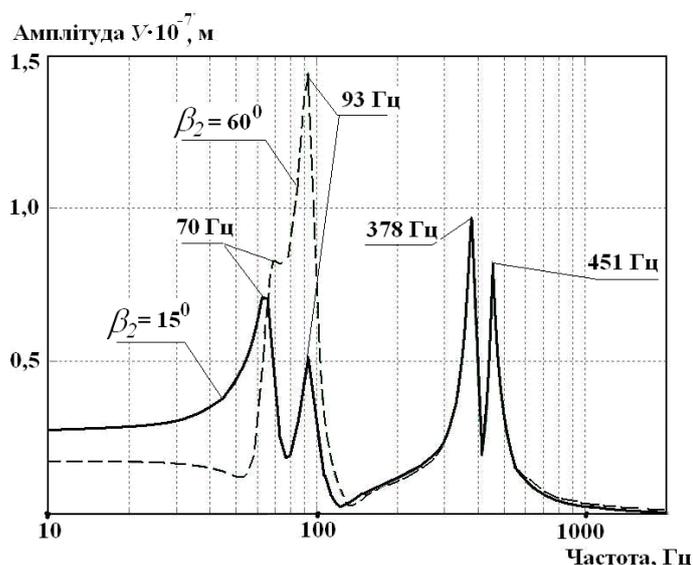


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики упругой системы резец–суппорт при $\beta_2 = 60^\circ$ и $\beta_2 = 15^\circ$

Заключение

Таким образом, выполненные теоретические исследования позволяют рекомендовать разработанную математическую модель динамической системы резец–суппорт в переменных состояниях для исследования влияния упругих и демпфирующих характеристик, а также угла ориентации главных осей жесткости упругой системы резец–суппорт на виброустойчивость токарной обработки.

Литература

1. Орликов, М. Л. Динамика станков : учеб. пособие для вузов / М. Л. Орликов. – Киев : Вища школа, 1980. – 256 с.
2. Металлорежущие станки и автоматы : учеб. для машиностроит. вузов / под ред. А. С. Проникова. – Москва : Машиностроение, 1981. – 479 с.
3. Кудинов, В. А. Автоколебания на низких и высоких частотах (устойчивость движений) при резании / В. А. Кудинов // Станки и инструмент. – 1997. – № 2. – С. 16–21.
4. Шевченко, О. В. Теоретичне визначення статичної характеристики пружної системи різець-супорт токарного верстата / О. В. Шевченко, С. В. Вакуленко // Прогресивні технології і системи машинобудування : Міжнародний зб. наукових праць. – Донецьк : ДонНТУ, 2007. – Вип. 34. – С. 257–261.
5. Никулин, Е. А. Основы теории автоматического управления. Частотные методы анализа и синтеза систем : учеб. пособие для вузов / Е. А. Никулин. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2004. – 640 с.
6. Шевченко, О. В. Підвищення вібростійкості токарної обробки нежорстким інструментальним оснащенням / О. В. Шевченко // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. – Краматорськ, 2006. – Вип. 20. – С. 123–128.

Получено 23.10.2008