

ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 621.95.08:51-74

ПОТЕРЯ УСТОЙЧИВОСТИ РАВНОВЕСИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ ЗА СЧЕТ ПОЗИЦИОННЫХ СВЯЗЕЙ ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ

В.Л. ЗАКОВОРОТНЫЙ, Д.Т. ФАМ, С.Т. НГУЕН

(Донской государственный технический университет)

Исследована проблема потери устойчивости динамической системы резания за счет позиционных связей, формируемых в результате изменения сил резания в зависимости от упругих деформационных смещений инструмента относительно заготовки. Показывается зависимость потери устойчивости процесса резания от кососимметричных составляющих суммарной матрицы жесткости системы, формирующие циркуляционные (непотенциальные) силы.

Ключевые слова: процесс резания, устойчивость, позиционные связи, циркуляционные силы.

Введение. Обеспечение устойчивости точки равновесия динамической системы резания характеризует одно из необходимых условий обработки материалов резанием на металлорежущих станках. В связи с этим, практически с самого начала исследований, направленных на выяснение свойств процесса резания, вопросам вибраций, сопровождающих процесс обработки, уделяется значительное внимание [1-4]. В частности, показано, что главной причиной формирования вибраций является потеря устойчивости точки равновесия и образование в системе автоколебаний. Однако во всех работах по устойчивости и автоколебаниям рассматриваются скалярные динамические модели. Даже в том случае, когда со стороны инструмента и заготовки анализируются достаточно сложные и общие модели, динамическая связь, формируемая процессом резания, представляется в виде зависимости силы от упругого деформационного смещения инструмента в направлении зоны резания. Поэтому фактически модель становится скалярной. Именно поэтому потеря устойчивости связывается с существованием запаздывания изменения сил по отношению к деформационным смещениям. В данной статье рассматриваются механизмы потери устойчивости в системе, составляющие силы в которой изменяются в пространстве от деформационных смещений. В этом случае, даже при условии, что запаздывающий аргумент отсутствует, возможна потеря устойчивости за счет действия циркуляционных сил, формирование которых в скалярных моделях невозможно.

Механизм потери устойчивости динамической системы резания за счёт позиционных сил для базовой динамической модели. Ранее показано, что главные свойства динамической системы резания определяются следующим уравнением (рис.1) [4]

$$m \frac{d^2 X}{dt^2} + h \frac{dX}{dt} + cX = F(X, a, b), \quad (1)$$

где $X = \{X_1, X_2\}^T$ – упругие деформационные смещения вершины инструмента относительно её координаты без процесса резания; $F(X, a, b) = \{F_1(X, a, b), F_2(X, a, b)\}^T$ – вектор-функции, характеризующие динамическую связь, формируемую процессом резания; a, b – соответственно толщина и ширина срезаемого слоя, зависящие от величины подачи на оборот $S_p^{(0)}$ и глубины резания $t_p^{(0)}$ при заданных геометрических параметрах инструмента; $m = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix}$,

$h = \begin{bmatrix} h_{1,1} & h_{2,1} \\ h_{1,2} & h_{2,2} \end{bmatrix}$, $c = \begin{bmatrix} c_{1,1} & c_{2,1} \\ c_{1,2} & c_{2,2} \end{bmatrix}$ – соответственно матрицы инерционных, скоростных и упругих коэффициентов подсистемы инструмента без процесса резания. Матрицы m , h и c являются симметричными и положительно определёнными. Следовательно, при $F(X, a, b) = 0$ система (1) имеет единственную точку равновесия $X^* = \{0, 0\}^T$, которая является асимптотически устойчивой. Схема преобразования системы координат станка $Y = \{Y_1, Y_2, Y_3\}^T$ в систему координат деформационных смещений $X = \{X_1, X_2, X_3\}^T$ приведена на рис.1. В настоящей работе мы ограничились рассмотрением деформационных смещений в плоскости $X = \{X_1, X_2\}^T$, так как в традиционной схеме обработки величина $a \rightarrow 0$.

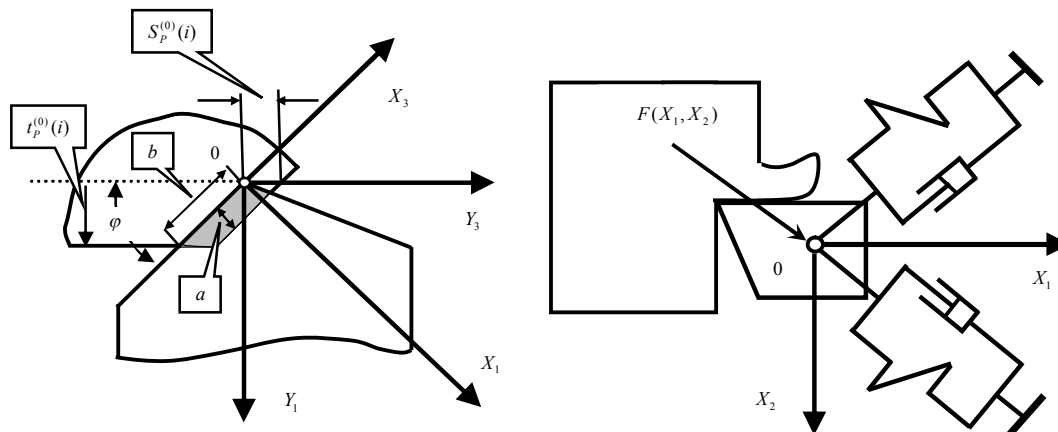


Рис.1. Схема модели динамической подсистемы режущего инструмента и формирования площади срезаемого слоя

Для анализа устойчивости равновесия, как известно, необходимо определить уравнение в вариациях относительно точки равновесия [5, 6]. В свою очередь, точка равновесия $X^{(*)} = \{X_1^{(*)}, X_2^{(*)}\}^T$ определяется из системы

$$cX^{(*)} = F(X^{(*)}, a, b), \quad (2)$$

т.е. для заданной динамической связи станка и неизменных матрицах упругости подсистемы инструмента она зависит от параметров a и b , которые параметрически зависят от технологических режимов (глубины резания, подачи и скорости резания). Пусть из (2) определена точка равновесия системы. Тогда при заданных и неизменных параметрах a и b после замены $X(t) = X^{(*)} + x(t)$ имеем уравнение в вариациях относительно точки равновесия

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + h \frac{dx}{dt} + cx = F[(X^* + x(t)), a, b] - F(X^*, a, b) = \phi(x), \quad (3)$$

где $\phi(x)$ – новая нелинейная функция, удовлетворяющая условию $\phi(0) = 0$.

В динамических системах резания нелинейные функции являются гладкими и в любой точке равновесия у них существуют ограниченные сверху производные. Поэтому для анализа устойчивости равновесия достаточно анализировать систему

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + h \frac{dx}{dt} + c_{\Sigma} x = 0, \quad (4)$$

где $c_{\Sigma} = \begin{bmatrix} (c_{1,1} - \partial \phi_1 / \partial x_1) & (c_{2,1} - \partial \phi_1 / \partial x_2) \\ (c_{1,2} - \partial \phi_2 / \partial x_1) & (c_{2,2} - \partial \phi_2 / \partial x_2) \end{bmatrix}$. Причем,

$$c^{(P)} = \begin{bmatrix} -\partial\phi_1/\partial x_1 & -\partial\phi_1/\partial x_2 \\ -\partial\phi_2/\partial x_1 & -\partial\phi_2/\partial x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{1,1}^{(P)} & c_{2,1}^{(P)} \\ c_{1,2}^{(P)} & c_{2,2}^{(P)} \end{bmatrix} - \quad (5)$$

матрица динамической жёсткости процесса резания, элементы которой зависят от технологических режимов, геометрии инструмента, условий обработки и физико-механических свойств обрабатываемого материала.

Правая часть уравнения (3) имеет матрицы инерционных, скоростных и упругих коэффициентов, которые являются симметричными и положительно определёнными. В правой части системы (4) матрица c_Σ уже не является симметричной, так как несимметрична $c^{(P)}$. Поэтому она представлена в виде симметричной и кососимметричной составляющих $c_\Sigma = c^{(C)} + c^{(K)}$ [7]. Известно, что кососимметричная матрица определяет формирование циркуляционных сил, которые могут привести к потере устойчивости равновесия системы резания [8]. Подробно свойства этих матриц рассмотрены нами ранее [4], где было показано, что при отсутствии изгибных деформационных смещений инструмента, матрица (5) имеет коэффициенты второго столбца равные нулю. Вначале рассмотрим этот случай.

Характеристический полином системы (4) принимает вид

$$\Delta(p) = \Delta_0(p) + c_{1,1}^{(P)}(mp^2 + h_{2,2}p + c_{2,2}) - c_{1,2}^{(P)}(h_{2,1}p + c_{2,1}) = 0, \quad (6)$$

где $\Delta_0(p)$ – характеристический полином системы без процесса резания.

Рассмотрим несколько случаев.

1. Из (6) следует, что при $h_{1,2} = h_{2,1} = c_{1,2} = c_{2,1} = 0$ система (4) является структурно устойчивой при любых $[c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)}] > 0$. Действительно, в этом случае характеристический полином (6) системы можно представить в виде $(mp^2 + h_{1,1}p + c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)})(mp^2 + h_{2,2}p + c_{2,2})$. Его корни всегда имеют отрицательные вещественные части, если $[c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)}] > 0$.

Ранее показано, что матрица динамической жесткости c может быть представлена в виде

$$c = \begin{bmatrix} (c_{0,1}\cos^2\alpha + c_{0,2}\sin^2\alpha) & [\frac{1}{2}(c_{0,2} - c_{0,1})\sin 2\alpha] \\ [\frac{1}{2}(c_{0,2} - c_{0,1})\sin 2\alpha] & (c_{0,1}\sin^2\alpha + c_{0,2}\cos^2\alpha) \end{bmatrix}, \quad (7)$$

где α – угол ориентации главных осей жесткости подсистемы инструмента, причем, $c_{0,1}$ и $c_{0,2}$ – значения жесткостей по этим направлениям. Поэтому первое направление обеспечения устойчивости динамической системы резания по отношению к действию циркуляционных сил связано с компоновкой и конструктивными свойствами подсистемы режущего инструмента.

Из (7) получаем, что скаларизация подсистемы режущего инструмента, при которой наблюдается условие структурной устойчивости процесса связано с выбором α . Это установка суппорта на наклонных направляющих станка. Кроме этого, уменьшение циркуляционных составляющих сил возможно и на основе регуляризации жесткости подсистемы по различным направлениям, то есть при $c_{0,1} = c_{0,2}$. При этом необходимо учитывать, что, как показано ранее [9], распределение коэффициентов матрицы скоростных коэффициентов h подсистемы инструмента таково, что их значения возрастают по направлению оси, по которой коэффициент жесткости имеет минимальное значение.

2. Условие $h_{1,2} = h_{2,1} = c_{1,2} = c_{2,1} = 0$ не выполняется. Это наиболее общий и естественный для динамических систем резания случай. Представим матрицу упругости вместе с матрицей динамической жёсткости процесса резания в виде симметричной и кососимметричной составляющих. Тогда необходимо рассматривать систему

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + h \frac{dx}{dt} + c_{\Sigma}^{(c)} x + c_{\Sigma}^{(k)} x = 0, \quad (8)$$

$$\text{где } c_{\Sigma}^{(c)} = \begin{bmatrix} c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)} & c_{1,2} + \frac{1}{2} c_{1,2}^{(P)} \\ c_{1,2} + \frac{1}{2} c_{1,2}^{(P)} & c_{2,2} \end{bmatrix}; \quad c_{\Sigma}^{(k)} = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{2} c_{1,2}^{(P)} \\ +\frac{1}{2} c_{1,2}^{(P)} & 0 \end{bmatrix}.$$

В (8) матрицы m и h являются симметричными и положительно определёнными. Поэтому при условии, что $c_{\Sigma}^{(k)} = 0$ система будет асимптотически устойчивой, если

$$\begin{bmatrix} c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)} & c_{1,2} + \frac{1}{2} c_{1,2}^{(P)} \\ c_{1,2} + \frac{1}{2} c_{1,2}^{(P)} & c_{2,2} \end{bmatrix} \succ 0 \quad (9)$$

Условие (9) является необходимым условием устойчивости. В этом случае характеристический полином

$$\Delta_0(p) = (mp^2 + h_{1,1}p + c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)})(mp^2 + h_{2,2}p + c_{2,2}) - (h_{1,2}p + c_{1,2} + \frac{1}{2} c_{1,2}^{(P)})^2 \quad (10)$$

имеет все корни с отрицательными вещественными частями. Принципиально, если $c_{1,2}^{(P)}$ неограниченно возрастает при ограничении на $c_{1,1}^{(P)}$, то система потеряет устойчивость при

$$\begin{bmatrix} c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)} & c_{1,2} + \frac{1}{2} c_{1,2}^{(P)} \\ c_{1,2} + \frac{1}{2} c_{1,2}^{(P)} & c_{2,2} \end{bmatrix} \prec 0.$$

Ранее показано, что приращение модуля силы резания при варьировании деформационных смещений в направлении X_1 зависит от ширины срезаемого слоя. Причем, ширина срезаемого слоя при неизменной геометрии инструмента возрастает при увеличении припуска. Параметр $c_{1,1}^{(P)}$ определяется угловым коэффициентом ориентации сил, зависящим от углов режущего инструмента. Поэтому на выполнение требования (9) оказывают влияние как технологические режимы и физико-механические свойства обрабатываемого материала, так и геометрические параметры инструмента.

Если (9) справедливо, то система может потерять устойчивость за счет действия циркуляционных сил. Действительно, пусть (9) справедливо, тогда для системы (8) характеристический полином можно представить в виде

$$\Delta(p) = \Delta_0(p) + \frac{1}{4} (c_{1,2}^{(P)})^2 \quad (11)$$

Влияние циркуляционного члена на устойчивость удобно показать на основе использования критерия устойчивости Михайлова [10]. Для (11) годограф Михайлова представлен в виде (рис.2)

$$\Delta(j\omega) = \Delta_0(j\omega) + \frac{1}{4} (c_{1,2}^{(P)})^2 \quad (12)$$

Как видно, член, характеризующий влияние циркуляционных сил, смещает годограф Михайлова параллельно оси абсцисс вправо и при определённых его значениях $\frac{1}{4} (c_{1,2}^{(P,0)})^2$ (см. рис.2) система теряет устойчивость.

На приведённой иллюстрации значение графа Михайлова в точке его пересечения ной оси обозначено $\text{Re}^{(0)}$. Таким образом, асимптотическая устойчивость рассматриваемой динамической системы процесса резания определяется двумя требованиями. Во-первых, должно выполняться условие (9), во-вторых, на значения коэффициентов, определяющих влияние циркуляционных сил, должно быть наложено ограничение

$$\text{Mod}\{\text{Re}^{(0)}\} > \frac{1}{4}(c_{1,2}^{(P,0)})^2 \quad (13)$$

Условие (13) в развернутом виде с учетом всех параметров системы приводит к следующему требованию, позволяющему определить область устойчивого поведения системы в пространстве параметров

$$\begin{aligned} & \text{Mod}\left\{ \frac{h_{1,1}c_{2,2} + h_{2,2}c_{1,1} + h_{2,2}c_{1,1}^{(P)} - 2h_{1,2}(c_{1,2} + 0,5c_{1,2}^{(P)})}{(h_{1,1} + h_{2,2})^2} - \right. \\ & \left. - \frac{[m(c_{1,1} + c_{2,2}) + h_{1,1}h_{2,2} - (h_{1,2})^2][h_{1,1}c_{2,2} + h_{2,2}c_{1,1} + h_{2,2}c_{1,1}^{(P)} - 2h_{1,2}(c_{1,2} + 0,5c_{1,2}^{(P)})]}{m(h_{1,1} + h_{2,2})} + \right. \\ & \left. + (c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)})c_{2,2} - (c_{1,2} + 0,5c_{1,2}^{(P)})^2 \right\} > \frac{1}{4}(c_{1,2}^{(P,0)})^2. \end{aligned} \quad (14)$$

Для выяснения условий потери устойчивости в общем случае, когда матрица динамической жёсткости процесса резания является полной, т.е. представляется в виде $c^{(P)} = \begin{bmatrix} c_{1,1}^{(P)} & c_{2,1}^{(P)} \\ c_{1,2}^{(P)} & c_{2,2}^{(P)} \end{bmatrix}$,

можно воспользоваться следующим приемом. Как уже отмечено, матрицы m и h являются симметричными и положительно определёнными. Известно [8], что при условии, когда соответствующая системе (8) консервативная система является устойчивой по Ляпунову, то добавление к системе диссипативной составляющей с полной диссипацией преобразует устойчивую по Ляпунову систему в асимптотически устойчивую. Если же соответствующая системе (8) консервативная система является неустойчивой, то диссипативные члены не могут стабилизировать равновесие системы. Поэтому для определения условий устойчивости системы (8) достаточно проанализировать соответствующую ей консервативную систему, т.е. проанализировать характеристический полином

$$\Delta(p) = (mp^2 + c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)})(mp^2 + c_{2,2} + c_{2,2}^{(P)}) - (c_{1,2} + c_{1,2}^{(P)})(c_{2,1} + c_{2,1}^{(P)}). \quad (15)$$

Полином (15) будет соответствовать устойчивой по Ляпунову системе в том случае, когда его корни находятся на мнимой оси (см. рис.2). Это случай, когда полиному (15) соответствуют две пары мнимых сопряженных корней. Таким образом, корни полинома (15) относительно p^2 должны быть отрицательными и вещественными.

Вычислим корни p^2 полинома (15)

$$(p_{1,2})^2 = \frac{-(c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)} + c_{2,2} + c_{2,2}^{(P)}) \pm \sqrt{(c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)} - c_{2,2} - c_{2,2}^{(P)})^2 + 4(c_{1,2} + c_{1,2}^{(P)})(c_{2,1} + c_{2,1}^{(P)})}}{2m}. \quad (16)$$

Из (16) получаем следующие условия устойчивости по Ляпунову:

$$\text{а) } (c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)} + c_{2,2} + c_{2,2}^{(P)}) > 0; \quad (17)$$

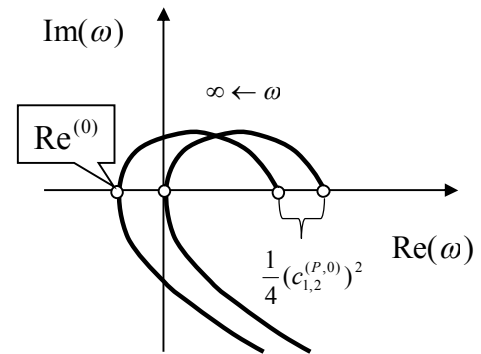


Рис.2. Преобразование годографа Михайлова за счет влияния циркуляционного члена

$$b) \quad [(c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)} - c_{2,2} - c_{2,2}^{(P)})^2 + 4(c_{1,2} + c_{1,2}^{(P)})(c_{2,1} + c_{2,1}^{(P)})] < (c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)} + c_{2,2} + c_{2,2}^{(P)})^2; \quad (18)$$

$$c) \quad [(c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)} - c_{2,2} - c_{2,2}^{(P)})^2 + 4(c_{1,2} + c_{1,2}^{(P)})(c_{2,1} + c_{2,1}^{(P)})] > 0. \quad (19)$$

Требование (17) практически всегда выполняется за исключением случаев, когда изгибная жёсткость инструмента есть величина малая. Условие (19) всегда выполняется, если $c_{1,2} = c_{2,1} > 0$, $c_{1,2}^{(P)} > 0$, $c_{2,1}^{(P)} > 0$. Однако в том случае, когда $c_{1,2} = c_{2,1} < 0$, возможно сочетание параметров, при которых условие (19) не выполняется. Требование (18) приводит к условию $[(c_{1,1} + c_{1,1}^{(P)})(c_{2,2} + c_{2,2}^{(P)}) - (c_{1,2} + c_{1,2}^{(P)})(c_{2,1} + c_{2,1}^{(P)})] > 0$, т.е. матрица упругости подсистемы инструмента с учетом матрицы динамической жёсткости процесса резания должна быть положительно определенной. Причем, суммарная матрица динамической жёсткости процесса резания и подсистемы инструмента может быть и несимметричной.

Анализ областей устойчивости в плоскости варьируемых параметров. Обычно в прикладных задачах требуется определение допустимых вариаций технологических режимов, при которых система резания имеет устойчивую точку равновесия. Ранее показано [9], что на элементы матрицы динамической жесткости процесса резания при неизменной скорости резания оказывают влияние величины подачи на оборот заготовки и глубина резания. Однако в тех случаях, когда отношение величины подачи на оборот к ширине срезаемого слоя есть величина малая, то на значения $c_{1,1}^{(P)}$ и $c_{1,2}^{(P)}$ оказывает влияние, прежде всего, глубина резания. Более того, возможно линеаризованное представление связи $c_{1,1}^{(P)}$ и $c_{1,2}^{(P)}$ с глубиной резания

$$c_{1,1}^{(P)} = \frac{t_p}{\cos \phi} \rho_1; \quad c_{1,2}^{(P)} = \frac{t_p}{\cos \phi} \rho_2, \quad (20)$$

где ϕ – главный угол в плане режущего инструмента; t_p – глубина резания; ρ_1 , ρ_2 – параметры, имеющие смысл давления стружки на поверхность инструмента в направлениях X_1 и X_2 .

Тогда значения $c_{1,1}^{(P)}$ и $c_{1,2}^{(P)}$ отличаются от t_p постоянными коэффициентами.

Для выделения областей устойчивости в плоскости варьируемых параметров $c_{1,1}^{(P)}$ и $c_{1,2}^{(P)}$ воспользуемся методом D-разбиения [10]. Уравнения фигуративных линий в этом случае можно представить в виде:

$$\begin{cases} \operatorname{Re}(Q_1)c_{1,1}^{(P)} + \operatorname{Re}(Q_2)c_{1,2}^{(P)} = \operatorname{Re}(Q_3); \\ \operatorname{Im}(Q_1)c_{1,1}^{(P)} + \operatorname{Im}(Q_2)c_{1,2}^{(P)} = \operatorname{Im}(Q_3), \end{cases} \quad (21)$$

где

$$\begin{aligned} \operatorname{Re}(Q_1) &= c_{2,2} - m\omega^2; \quad \operatorname{Re}(Q_2) = -c_{2,1}; \\ \operatorname{Re}(Q_3) &= (m)^2\omega^4 - [m(c_{1,1} + c_{2,2}) + h_{1,1}h_{2,2} - (h_{1,2})^2]\omega^2 + c_{1,1}c_{2,2} - (c_{1,2})^2; \\ \operatorname{Im}(Q_1) &= h_{2,2}\omega; \quad \operatorname{Im}(Q_2) = -h_{2,1}\omega; \\ \operatorname{Im}(Q_3) &= -m(h_{1,1} + h_{2,2})\omega^3 + (h_{1,1}c_{2,2} + h_{2,2}c_{1,1})\omega. \end{aligned}$$

Не останавливаясь на деталях, приведём пример изменения областей устойчивости системы в плоскости двух параметров $c_{1,1}^{(P)}$ и $c_{1,2}^{(P)}$ (рис.3). Исходные параметры системы приведены в таблице. На приведённой иллюстрации дан пример изменения областей устойчивости в зависимости от изменения коэффициентов второго столбца матрицы $c^{(P)}$. Для наглядности будем считать справедливым соотношение $c_{2,2}^{(P)} = k * c_{2,1}^{(P)}$. Пример изменения областей устойчивости дан для $k = 0,2$. Как видно, по мере увеличения коэффициентов второго столбца матрицы динамической жёсткости процесса резания область устойчивости сужается. Это подтверждается всеми экспери-

ментальными данными при изучении устойчивости процесса резания: при уменьшении изгибной жесткости склонность системы резания к развитию автоколебаний возрастает.

Параметры исходной системы без резания

m , кг·с ² /мм	h , кг·с/мм	C , кг/мм
$\begin{bmatrix} 10^{-3} & 0 \\ 0 & 10^{-3} \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0.1 & 0.14 \\ 0.14 & 0.4 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 2000 & -800 \\ -800 & 1000 \end{bmatrix}$

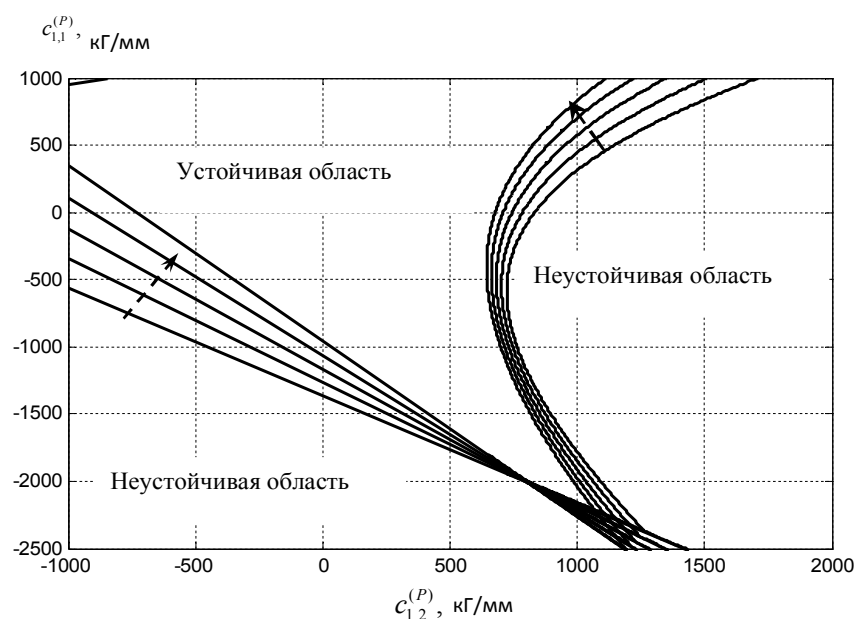


Рис.3. Преобразование областей D-разбиения при увеличении $c_{2,1}^{(P)}$:
кривые трансформируются по направлению стрелки при увеличении $c_{2,1}^{(P)}$
в пределах 0, 100, 200, 300, 400

Подчеркнем, коэффициенты $c_{1,1}^{(P)}$ и $c_{1,2}^{(P)}$ возрастают, примерно пропорционально, по мере увеличения глубины резания и зависят от скорости резания и геометрии инструмента. Анализ областей устойчивости динамической системы резания в плоскости варьируемых параметров позволяет на стадии проектирования технологического процесса выбирать технологические режимы по критерию устойчивости процесса резания.

Заключение. Рассмотренный механизм потери устойчивости представлен в специальной литературе впервые. Выполненный анализ влияния позиционных связей на устойчивость равновесия динамической системы резания показал, что при определённых соотношениях коэффициентов жесткости динамической связи, формируемой процессом резания, система может потерять устойчивость. Причем потеря устойчивости обусловлена влиянием циркуляционных сил, формируемых естественным образом при резании. В свою очередь, коэффициенты матрицы жёсткости динамической связи процесса резания при неизменных физико-механических характеристиках обрабатываемого материала и условиях обработки зависят как от технологических режимов, так и от геометрических параметров инструмента, в частности, и от формы изгибных деформационных смещений инструмента.

Библиографический список

1. Вейц В.Л. Динамика технологических систем / В.Л. Вейц, Д.В. Васильков, Ю.М. Зубарев. – СПб: Изд-во С.-Петерб. ин-та машиностр., 2002. – 256 с.
2. Кудинов В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 360 с.
3. Васин С.А. Повышение виброустойчивости инструмента при точении и фрезеровании / С.А. Васин. – М.: Машиностроение, 2006. – 384 с.
4. Заковоротный В.Л. Динамика процесса резания. Синергетический подход / В.Л. Заковоротный, М.Б. Флек. – Ростов н/Д: Терра, 2006. – 876 с.
5. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения / А.М. Ляпунов. – М.-Л.: Гостехиздат, 1950. – 124 с.
6. Бабашин Е.А. Введение в теорию устойчивости / Е.А. Бабашин. – М.: Наука, 1967. – 423 с.
7. Беллман Р. Введение в теорию матриц / Р. Беллман. – М.: Наука, 1976. – 436 с.
8. Бухгольц Н.Н. Основы курса теоретической механики / Н.Н. Бухгольц. – М.: Наука, 1972. Ч.11. – 386 с.
9. Заковоротный В.Л. Математическое моделирование и параметрическая идентификация динамических свойств подсистем инструмента и заготовки при точении / В.Л. Заковоротный, С.Т. Нгуен, Д.Т. Фам // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Сер. Технические науки. – 2011, №2. – С.38-46.
10. Афанасьев В.Н. Математическая теория конструирования систем управления / В.Н. Афанасьев, В.Б. Колмановский, В.Р. Носов. – М.: Высшая школа, 1989. – 447 с.

Материал поступил в редакцию 24.06.2011

References

1. Vejcz V.L. Dinamika texnologicheskix sistem / V.L. Vejcz, D.V. Vasil`kov, Yu.M. Zubarev. – SPB: Izd-vo S.-Peterb. in-ta mashinostr., 2002. – 256 s. – In Russian.
2. Kudinov V.A. Dinamika stankov / V.A. Kudinov. – M.: Mashinostroenie, 1967. – 360 s. – In Russian.
3. Vasin S.A. Povy`shenie vibroustojchivosti instrumenta pri tochenii i frezerovanii / S.A. Vasin. – M.: Mashinostroenie, 2006. – 384 s. – In Russian.
4. Zakovorotny`j V.L. Dinamika processa rezaniya. Sinergeticheskij podxod / V.L. Zakovorotny`j, M.B. Flek. – Rostov n/D: Terra, 2006. – 876 s. – In Russian.
5. Lyapunov A.M. Obshhaya zadacha ob ustojchivosti dvizheniya / A.M. Lyapunov. – M.-L.: Gostexizdat, 1950. – 124 s. – In Russian.
6. Babashin E.A. Vvedenie v teoriyu ustojchivosti / E.A. Babashin. – M.: Nauka, 1967. – 423 s. – In Russian.
7. Bellman R. Vvedenie v teoriyu matricz / R. Bellman. – M.: Nauka, 1976. – 436 s. – In Russian.
8. Buxgol`cz N.N. Osnovnoj kurs teoreticheskoy mexaniki / N.N. Buxgol`cz. – M.: Nauka, 1972. Ch.11. – 386 s. – In Russian.
9. Zakovorotny`j V.L. Matematicheskoe modelirovanie i parametricheskaya identifikaciya dinamicheskix svojstv podsystem instrumenta i zagotovki pri tochenii / V.L. Zakovorotny`j, S.T. Nguen, D.T. Fam // Izv. vuzov. Sev.-Kavk. region. Ser. Texnicheskie nauki. – 2011, #2. – S.38-46. – In Russian.
10. Afanas`ev V.N. Matematicheskaya teoriya konstruirovaniya sistem upravleniya / V.N. Afanas`ev, V.B. Kolmanovskij, V.R. Nosov. – M.: Vy`sshaya shkola, 1989. – 447 s. – In Russian.

DYNAMIC TURNING SYSTEM INSTABILITY THROUGH POSITIONAL COUPLING OF TREATMENT PROCESS

V. L. ZAKOVOROTNIY, PHAM Dinh Tung, NGUYEN Xuan Chiem

(Don State Technical University)

The problem of the dynamic cutting system instability through the positional coupling which is formed as a result of the cutting force change depending on the elastic deformation displacements of the tool in relation to the work-piece, is considered. The cutting instability dependency on the skew-symmetric components of the system total stiffness matrix which form circulation (nonpotential) forces is shown.

Keywords: turning, stability, positional coupling, circulation forces.