

УДК 621.9.06

doi: 10.18698/0536-1044-2022-9-16-29

Влияние процесса резания на динамические свойства приводов исполнительных элементов станка

В.Л. Заковоротный, Э.О. Фесенко, В.Е. Гвинджилия

Донской государственный технический университет

Effect of the Cutting Process on the Dynamic Properties of Machine Actuator Drives

V.L. Zakovorotniy, E.O. Fesenko, V.E. Gvindzhiliya

Don State Technical University

Виртуальные модели системы резания, созданные путем математического моделирования, позволяют рассматривать связь программы ЧПУ, траекторий исполнительных элементов станка и их упругих деформаций, а также законы преобразования траекторий в выходные характеристики обработки. Преобразования этих траекторий определяются системой нелинейных дифференциальных уравнений высшего порядка, анализ которых вызывает трудности. С этим также связана сложность определения законов изменения динамики серводвигателей исполнительных элементов в зависимости от их взаимодействия с процессом резания. Предложен общий подход к анализу управляемой динамической системы резания, основанный на асимптотических свойствах нелинейных дифференциальных уравнений, имеющих малые параметры при производных. Основное внимание уделено зависимости свойств приводов от взаимодействия с процессом резания. Приведены полученные путем математического моделирования зависимости свойств приводов от матриц упругих коэффициентов, взаимодействующих через процесс резания подсистем со стороны инструмента и заготовки.

Ключевые слова: управляемая динамическая система резания, траектории исполнительных элементов, принцип разделения движений, матрица скоростных коэффициентов, матрицы упругих коэффициентов

Virtual cutting system simulations developed using mathematical modelling allow us to consider the relationship between the CNC program, machine actuator trajectories and elastic deformations, as well as the laws guiding trajectory transformation into output processing characteristics. The transformations of these trajectories are defined by a system of nonlinear higher-order differential equations that are difficult to analyse. Another related issue is the difficulty involved in determining the variation patterns in the actuator servomotor dynamics driven by the cutting process. The paper proposes a general approach to analysing a controlled dynamic cutting system based on the asymptotic properties of nonlinear differential equations containing small parameters for derivatives. We focus on drive properties being dynamically determined by their interaction with the cutting process. The paper presents drive properties as functions of elastic matrices pertaining to subsystems representing the tool and the workpiece interacting via the cutting process, said functions derived by mathematical simulation.

Keywords: controlled dynamic cutting system, actuator trajectories, motion decomposition principle, velocity coefficient matrix, elastic coefficient matrices

После опубликования работ [1, 2] специалисты стали рассматривать многие проблемы динамики технических систем, в том числе взаимодействующих с процессом обработки резанием, с учетом их системно-синергетического анализа [3–8], используя его для объяснения многих явлений при обработке деталей резанием и при трении [9–11].

Одновременно в последнее десятилетие разрабатываются виртуальные модели процессов обработки на станках [11–23]. В этом случае анализируют преобразования управления — вектор $\mathbf{U} = \{U_1, U_2, U_3\}^T \in \mathfrak{R}^{(3)}$ — в траектории исполнительных элементов станка (ТИЭС) — вектор $\mathbf{L} = \{L_1, L_2, L_3\}^T \in \mathfrak{R}^{(3)}$. ТИЭС в траектории формообразующих движений $\mathbf{L}^{(\Phi)} = \{L_1^{(\Phi)}, L_2^{(\Phi)}, L_3^{(\Phi)}\}^T \in \mathfrak{R}^{(3)}$ дополнительно включают в себя деформационные смещения инструмента — вектор $\mathbf{X} = \{X_1, X_2, X_3\}^T \in \mathfrak{R}^{(3)}$ — и заготовки — вектор $\mathbf{Y} = \{Y_1, Y_2, Y_3\}^T \in \mathfrak{R}^{(3)}$, т. е. $\mathbf{L}^{(\Phi)} = \mathbf{L} + \mathbf{X} + \mathbf{Y}$ (рис. 1).

При раскрытии преобразований $\mathbf{U} \Rightarrow \mathbf{L} \Rightarrow \mathbf{L}^{(\Phi)}$ принимают во внимание скорости $\mathbf{v} = d\mathbf{L}/dt = \{v_1, v_2, v_3\}^T \in \mathfrak{R}^{(3)}$, $d\mathbf{L}^{(\Phi)}/dt = \mathbf{v}^{(\Phi)} = \{v_1^{(\Phi)}, v_2^{(\Phi)}, v_3^{(\Phi)}\}^T \in \mathfrak{R}^{(3)}$, $\mathbf{v}^{(X)} = d\mathbf{X}/dt = \{v_{X1}, v_{X2}, v_{X3}\}^T$ и $\mathbf{v}^{(Y)} = d\mathbf{Y}/dt = \{v_{Y1}, v_{Y2}, v_{Y3}\}^T$. Векторы \mathbf{U} , \mathbf{L} , $\mathbf{L}^{(\Phi)}$, \mathbf{X} и \mathbf{Y} задают в пространстве $\mathfrak{R}^{(3)}$ подвижности ТИЭС.

При раскрытии взаимозависимости координат необходимо определить законы взаимодей-

ствия между подсистемами, динамика которых описывается нелинейными дифференциальными уравнениями. Это, прежде всего, динамика процесса резания, которой с 50-х годов прошлого века посвящено много исследований [24–30].

Несмотря на большое количество работ по динамике, все они направлены на изучение некоторых подсистем, в том числе одной из моделей представления сил в координатах состояния. Рассматривались проблемы устойчивости, также притягивающие множества деформаций: предельные циклы, инвариантные торы, хаотические аттракторы и эффекты параметрического самовозбуждения [31–33].

Анализ динамической системы резания (ДСР) в целом приводит к необходимости раскрытия взаимодействия процесса резания не только с упругими подсистемами, но и с приводами исполнительных элементов. В этом случае приходится считаться с так называемым проклятием размерности моделей. Эмерджентные свойства ДСР приводят к тому, что изолированное рассмотрение подсистем не отражает всех их особенностей.

Цель работы — рассмотреть методику изучения процесса резания как единую систему с учетом основных связей от ЧПУ до траекторий $\mathbf{L}^{(\Phi)} = \mathbf{L} + \mathbf{X} + \mathbf{Y}$ и продемонстрировать результаты, доказывающие, что свойства преобразования координат в управляемой ДСР отличаются от свойств подсистем. В частности, свойства серводвигателей зависят от матриц жесткости подсистем.

Моделирование ДСР. Ограничимся использованием двигателей постоянного тока с якорным управлением без учета применяемых обратных связей. Также будем считать податливость заготовки малой величиной, т. е. $\mathbf{Y} = 0$.

Тогда модель ДСР (рис. 1, 2) имеет вид [6]

$$\begin{cases} \mathbf{T}_{ЭМ} \mathbf{T}_{Э} \frac{d^2 \boldsymbol{\Omega}}{dt^2} + \mathbf{T}_{ЭМ} \frac{d\boldsymbol{\Omega}}{dt} + \boldsymbol{\Omega} + \mathbf{k}^{(M)} \left(\mathbf{F} + \mathbf{T}_{Э} \frac{d\mathbf{F}}{dt} \right) = \\ = \boldsymbol{\Omega}_0; \\ \mathbf{m} \frac{d^2 \mathbf{X}}{dt^2} + \mathbf{h} \frac{d\mathbf{X}}{dt} + \mathbf{c}\mathbf{X} = \mathbf{F}(\boldsymbol{\Omega}, \mathbf{X}). \end{cases} \quad (1)$$

Здесь $\mathbf{T}_{ЭМ}$ и $\mathbf{T}_{Э}$ — диагональные матрицы комбинаций электромеханических и электрических постоянных времени, $\mathbf{T}_{ЭМ} = [T_{ЭМ}^{(i)}]$, $\mathbf{T}_{Э} = [T_{Э}^{(i)}]$, $i = 1, 2, 3$; $\boldsymbol{\Omega}$ — вектор частот вращения серводвигателей ТИЭС, $\boldsymbol{\Omega} = \{\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3\}^T$; $\mathbf{k}^{(M)}$ —

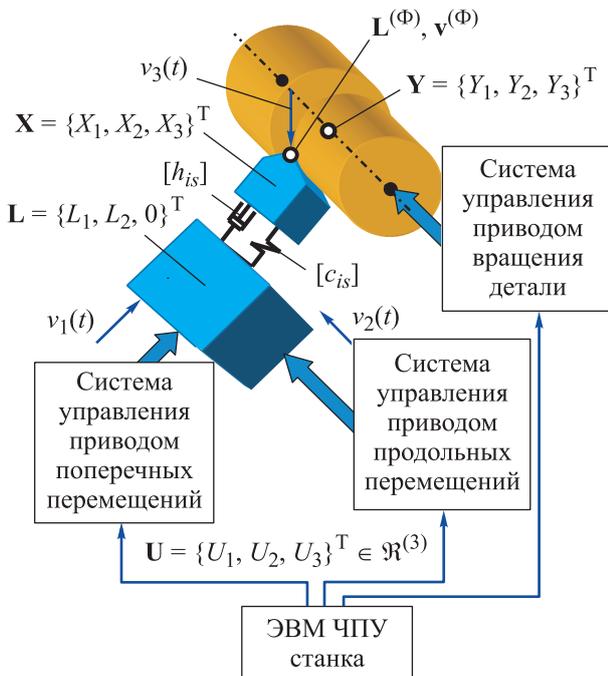


Рис. 1. Схема управления формообразующими движениями при токарной обработке детали

коэффициенты, зависящие от передаточного отношения редуктора $k_p^{(i)}$ и сил трения в механической части; F — силы, действующие на инструмент, кг; Ω_0 — приведенные к частоте напряжения якорей двигателей (вектор управления, определяемый программой ЧПУ), $\Omega_0 = \{\Omega_0^{(1)}, \Omega_0^{(2)}, \Omega_0^{(3)}\}^T$; m , h и c — положительно определенные симметричные матрицы инерционных, скоростных и упругих коэффициентов подсистем, кг·с²/мм, кг·с/мм и кг/мм, $m = [m_s]$, $m_s = m$, $s = 1, 2, 3$; $h = [h_{is}]$; $c = [c_{is}]$, где m — обобщенная масса.

Элементы диагональных матриц комбинаций электромеханических и электрических постоянных времени определяются выражениями

$$T_{ЭМ}^{(i)} = \frac{J_i R_i}{c_e^{(i)} c_M^{(i)}}, \quad T_{Э}^{(i)} = \frac{L_i}{R_i},$$

где J_i — приведенные к роторам моменты инерции; R_i , $c_e^{(i)}$, $c_M^{(i)}$, L_i — параметры двигателей.

В выражении (1):

$$k^{(M)} \left[F + T_{Э} \frac{dF}{dt} \right] = \begin{pmatrix} k_1^{(M)} \left(F^{(0)} + T_{Э}^{(1)} \frac{dF^{(0)}}{dt} \right) \\ k_2^{(M)} \left(F^{(0)} + T_{Э}^{(2)} \frac{dF^{(0)}}{dt} \right) \\ k_3^{(M)} \left(F^{(0)} + T_{Э}^{(3)} \frac{dF^{(0)}}{dt} \right) \end{pmatrix},$$

где $F^{(0)}$ — сила, действующая на инструмент.

Элементы вектора частот вращения серводвигателей ТИЭС вычисляются как

$$\Omega_0^{(i)} = U_i / c_e^{(i)}.$$

Силы F необходимо выразить через координаты состояния. Тогда автономные системы

за счет $F(\Omega_0, X)$ становятся системами связанного (векторного) управления. Система уравнений (1) позволяет вычислить преобразование вектора управления Ω_0 в ТИЭС, X и $L^{(\Phi)}$.

При моделировании сил F приняты следующие гипотезы [6, 12–27].

Первая гипотеза: силы пропорциональны площади среза S (см. рис. 2). Их ориентация в пространстве $\mathfrak{R}^{(3)}$ определяется коэффициентами $\{\chi_1, \chi_2, \chi_3\}$, удовлетворяющими условию $(\chi_1)^2 + (\chi_2)^2 + (\chi_3)^2 = 1$. Выразим параметры резания с учетом деформаций — подачу S_p , глубину t_p и скорость v_p — через ТИЭС и деформации:

$$\begin{cases} S_p(t) = \int_{t-T}^t [v_2(\xi) - v_{X_2}(\xi)] d\xi; \\ t_p(t) = d/2 - \int_0^t [v_1(\xi) - v_{X_1}(\xi)] d\xi; \\ v_p(t) = v_3(t) - v_{X_3}(t), \end{cases}$$

где t — текущее время; T — время оборота заготовки; ξ — условная координата.

Вторая гипотеза: существует запаздывание вариаций сил по отношению к площади среза. При моделировании (см. рис. 2) этой величиной можно пренебречь. Изменение во времени сил описывается аperiодическим звеном. Этим моделируют и демпфирующее влияние процесса обработки.

Третья гипотеза: в диапазоне скорости резания 0,3...2,0 м/с при ее возрастании наблюдается уменьшение сил [10, 11]. С учетом этих гипотез, основанных на известных экспериментальных данных, выражение для модуля силы F в координатах системы имеет вид

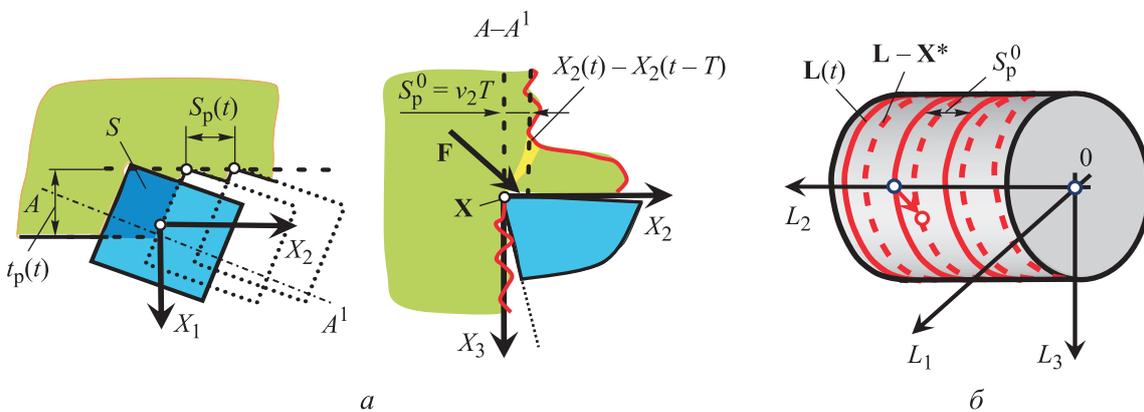


Рис. 2. Схемы действующих на инструмент сил (а) и деформаций (б)

$$T^{(0)} dF^{(0)} / dt + F^{(0)} = \rho \{ 1 + \mu \exp[-\zeta (v_3 - v_{x_3})] \} \times \\ \times (t_p^{(0)} - X_1) \int_{t-T}^t [v_2(\xi) - v_{x_2}(\xi)] d\xi,$$

где $T^{(0)}$ — постоянная времени стружкообразования, ρ — давление стружки, кг/мм²; μ — безразмерный параметр; ζ — коэффициент наклона, с·м⁻¹; $t_p^{(0)}$ — глубина резания без учета деформаций.

Принцип разделения движений. Иерархию подсистем удобно рассматривать на основе асимптотических свойств нелинейных дифференциальных уравнений с малыми параметрами при производных. Это принцип разделения движений на «медленные» (МД) и «быстрые» (БД).

При его применении необходимо преобразовать систему (1) так, чтобы параметры при производных имели одну размерность. Для этого первое уравнение системы (1) представим в виде

$$T^2 \frac{d^2 \mathbf{X}}{dt^2} + 2\xi T \frac{d\mathbf{X}}{dt} + \mathbf{c}^{(\tau)} \mathbf{X} = (\mathbf{c}_0)^{-1} \mathbf{F},$$

где \mathbf{T} — диагональная матрица инерционных коэффициентов, $\mathbf{T} = [T_i] = [m(c_{ii})^{-1}]$, $i = 1, 2, 3$; $2\xi T$ — преобразованная матрица скоростных коэффициентов, $2\xi T = [2\xi_{is} T_i] = [h_{is}(c_{ii})^{-1}]$, $s = 1, 2, 3$; $\mathbf{c}^{(\tau)}$ — преобразованная безразмерная матрица жесткости, $\mathbf{c}^{(\tau)} = [c_{is}^{(\tau)}] = [c_{is}(c_{ii})^{-1}]$, $c_{ii}^{(\tau)} \equiv 1$; $(\mathbf{c}_0)^{-1}$ — матрица податливости по направлениям $\mathfrak{R}^{(3)}$, $\mathbf{c}_0^{-1} = [(c_{ii})^{-1}]$.

После замены

$$t = \sqrt{T_{ЭМ}^{(1)} T_{Э}^{(1)}} \tau$$

получаем выражение с безразмерным временем

$$\tilde{\mathbf{T}}_{ЭМ} \tilde{\mathbf{T}}_{Э} \frac{d^2 \mathbf{\Omega}}{d\tau^2} = \\ = \mathbf{\Omega}_0 - \tilde{\mathbf{T}}_{ЭМ} \frac{d\mathbf{\Omega}}{d\tau} - \mathbf{\Omega} - \mathbf{k}^{(M)} \left[\mathbf{F} + \tilde{\mathbf{T}}_{Э} \frac{d\mathbf{F}}{d\tau} \right], \quad (2)$$

где $\tilde{\mathbf{T}}_{ЭМ} = [\tilde{T}_{ЭМ}^{(i)}]$, $i = 1, 2, 3$; $\tilde{\mathbf{T}}_{Э} = [\tilde{T}_{Э}^{(i)}]$.

В выражении (2):

$$\tilde{\mathbf{T}}_{ЭМ} \tilde{\mathbf{T}}_{Э} = [\tilde{T}_{ЭМ}^{(i)} \tilde{T}_{Э}^{(i)}]; \quad \tilde{T}_{ЭМ}^{(i)} \tilde{T}_{Э}^{(i)} = \frac{T_{ЭМ}^{(i)} T_{Э}^{(i)}}{T_{ЭМ}^{(1)} T_{Э}^{(1)}},$$

где

$$T_{ЭМ}^{(i)} = \frac{T_{ЭМ}^{(i)}}{\sqrt{T_{ЭМ}^{(1)} T_{Э}^{(1)}}}; \quad T_{Э}^{(i)} = \frac{T_{Э}^{(i)}}{\sqrt{T_{ЭМ}^{(1)} T_{Э}^{(1)}}}.$$

После проведенной замены в выражении (2) все параметры, стоящие при производных, становятся малыми, так как $T_i = \sqrt{T_{ЭМ}^{(1)} T_{Э}^{(1)}}$. Тогда имеем

$$\boldsymbol{\varepsilon}^{(\tau)} \frac{d^2 \mathbf{X}}{dt^2} + \boldsymbol{\varepsilon}^{(\xi)} \frac{d\mathbf{X}}{dt} + \mathbf{c}_\tau \mathbf{X} = (\mathbf{c}_0)^{-1} \mathbf{F}_\Sigma,$$

где $\boldsymbol{\varepsilon}^{(\tau)}$, $\boldsymbol{\varepsilon}^{(\xi)}$ — матрицы малых параметров; \mathbf{F}_Σ — сумма сил, действующих на инструмент.

Асимптотические свойства ДСР определяются системой уравнений

$$\begin{cases} \tilde{\mathbf{T}}_{ЭМ} \tilde{\mathbf{T}}_{Э} \frac{d^2 \tilde{\mathbf{\Omega}}}{d\tau^2} + \tilde{\mathbf{T}}_{ЭМ} \frac{d\tilde{\mathbf{\Omega}}}{d\tau} + \tilde{\mathbf{\Omega}} + \\ + \mathbf{k}^{(M)} \left[\mathbf{F}_{\Sigma 0}(\tilde{\mathbf{X}}, \tilde{\mathbf{\Omega}}) + \tilde{\mathbf{T}}_{Э} \frac{d\mathbf{F}_{\Sigma 0}(\tilde{\mathbf{X}}, \tilde{\mathbf{\Omega}})}{d\tau} \right] = \mathbf{\Omega}_0; \quad (3) \\ \mathbf{c}^{(\tau)} \tilde{\mathbf{X}} = (\mathbf{c}_0)^{-1} \mathbf{F}_\Sigma(\tilde{\mathbf{X}}, \tilde{\mathbf{\Omega}}), \end{cases}$$

где $\tilde{\mathbf{\Omega}}, \tilde{\mathbf{X}}$ — траектории МД;

$$F_{\Sigma 0} = \sqrt{(F_{\Sigma}^{(1)})^2 + (F_{\Sigma}^{(2)})^2 + (F_{\Sigma}^{(3)})^2}.$$

Система уравнений (3) характеризует уравнение МД, а преобразование $\mathbf{\Omega}_0$ в ГИЭС и «медленные» изменения деформационных смещений $\tilde{\mathbf{X}} = \{\tilde{X}_1, \tilde{X}_2, \tilde{X}_3\}^T$ — ту их составляющую, которая лежит в пределах полосы пропускания серводвигателей.

Система уравнений (3) учитывает связанность приводов через реакции со стороны обработки в низкочастотной области. При переходе от безразмерного времени к реальному в системе уравнений (3) необходимо изменить масштаб времени и выполнить обратное преобразование $(\mathbf{c}_0)^{-1} \rightarrow 1$ и $\mathbf{c}^{(\tau)} \rightarrow \mathbf{c}$. Что касается $\tilde{\mathbf{X}}(t)$, то здесь возможна погрешность, поэтому следует ввести невязку $\mathbf{x}(t) = \mathbf{X}(t) - \tilde{\mathbf{X}}(t)$. Тогда

$$\mathbf{m} \frac{d^2 \mathbf{x}}{dt^2} + \mathbf{h} \frac{d\mathbf{x}}{dt} + \mathbf{c} \mathbf{x} = \varphi(\tilde{\mathbf{\Omega}}, \tilde{\mathbf{X}}, \mathbf{x}, d\mathbf{x}/dt), \quad (4)$$

где

$$\varphi(\tilde{\mathbf{\Omega}}, \tilde{\mathbf{X}}, \mathbf{x}) = \mathbf{F}_\Sigma(\tilde{\mathbf{\Omega}}, \tilde{\mathbf{X}}, \mathbf{x}) - \mathbf{F}_\Sigma(\tilde{\mathbf{\Omega}}, \tilde{\mathbf{X}}, 0).$$

Подсистему (4), являющуюся уравнением в вариациях относительно траекторий МД $\tilde{\mathbf{\Omega}}, \tilde{\mathbf{X}}$, можно назвать подсистемой БД. В выражении (4) выполняется условие

$$\varphi(\mathbf{\Omega}, \tilde{\mathbf{X}}, \mathbf{x})_{x \rightarrow 0} \Rightarrow 0,$$

т. е. при устойчивости систем (3) и (4) траектории $\tilde{\mathbf{\Omega}}, \tilde{\mathbf{X}}$ становятся притягивающими множествами системы (1).

Для анализа асимптотической устойчивости $(\tilde{\mathbf{\Omega}}, \tilde{\mathbf{X}}, \mathbf{x}, d\mathbf{x}/dt)$ необходимо линеаризовать в

окрестности $\tilde{\Omega}, \tilde{X}$ и исследовать полученное уравнение на устойчивость:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + H \frac{dx}{dt} + Cx = 0.$$

Здесь

$$H = [h_{is} - \partial\phi_s / \partial\{dx_i / dt\}];$$

$$C = [c_{is} - \partial\phi_s / \partial x_i]; \quad i, s = 1, 2, 3,$$

где ϕ_s — угол подачи.

Если подсистемы устойчивы, то $\tilde{X}, \tilde{\Omega}$ есть аттрактор пространства состояния. Вдоль траектории $\tilde{X}, \tilde{\Omega}$ подсистема может потерять устойчивость. Тогда в зависимости от притягивающих множеств деформаций в окрестности $\tilde{X}, \tilde{\Omega}$ образуется траектория динамического смещения, зависящая от высокочастотных колебаний.

Приведем пример X, Ω при врезании инструмента в заготовку (рис. 3) в процессе точения вала диаметром $D = 80$ мм. Траектории вычислены методом прямого цифрового моделирования системы (1). Обобщенная масса — $m = 0,5 \cdot 10^{-3}$ кг · с²/мм.

Выбраны следующие параметры двигателей: $T_{ЭМ}^{(1)} = T_{ЭМ}^{(2)} = 0,24$ с; $T_{Э}^{(1)} = T_{Э}^{(2)} = 0,08$ с; $T_{ЭМ}^{(3)} = 0,21$ с; $T_{Э}^{(3)} = 0,06$ с; $k_1^{(M)} = k_2^{(M)} = 0,0001$ (кг · с)⁻¹; $k_3^{(M)} = 0,5$ (кг · с)⁻¹. Значения элементов матрицы упругих и скоростных коэффициентов приведены в таблице.

Параметры динамической связи

Давление стружки ρ , кг/мм ²	300
Давление стружки на переднюю грань инструмента ρ_0 , кг/мм ²	1...50
Коэффициент наклона ζ , с · м ⁻¹	0,1
Коэффициенты крутизны нарастания силы, действующей на заднюю грань инструмента θ_1, θ_2	→ 20
Постоянная времени стружкообразования $T^{(0)}$, мс	0,2
Безразмерный параметр μ	0,5
Коэффициент трения k_f	1,2

Точке «0» соответствует момент включения двигателя, а точке «0¹» — врезания в заготовку. Свойства ДСР зависят от всех параметров подсистемы инструмента, в том числе от матриц $h_0 = k_h h$, где k_h — безразмерный коэффициент.

Как видно из рис. 3, переходные процессы $\Omega_3(t)$ в точках 0 и 0¹ различаются. Траекториям $\Omega_3(t)$ соответствуют $X(t)$. Приведены

Значения элементов матрицы упругих и скоростных коэффициентов

Элемент матрицы	Значение, кг/мм	Элемент матрицы	Значение, кг · с/мм
c_{11}	2000	h_{11}	1,3
c_{22}	4000	h_{22}	1,1
c_{33}	1000	h_{33}	0,8
$c_{12} = c_{21}$	200	$h_{12} = h_{21}$	0,6
$c_{13} = c_{31}$	150	$h_{13} = h_{31}$	0,5
$c_{23} = c_{32}$	80	$h_{23} = h_{32}$	0,4

траектории $X_1(t)$, которые изменяют формируемую резанием геометрическую топологию поверхности заготовки. В отличие от Ω траектории деформационных смещений X содержат МД \tilde{X} и БД $x = X - \tilde{X}$, причем БД лежат за пределами полосы пропускания двигателей.

Однако их свойства могут изменять преобразование $\Omega_0 \Rightarrow \Omega \Rightarrow X$. Обоснуем следующее положение. Для программы ЧПУ необходимо определить такое множество управлений Ω_0 и соответствующих ему траекторий $\tilde{\Omega}, \tilde{X}$, при которых желаемые траектории $L^{(\Phi)}$ являются аттракторами.

Определение программы ЧПУ необходимо выполнять не по геометрическому образцу детали на стороне системы ЧПУ, а по желаемым притягивающим множествам формообразующих движений и при этом обеспечивать устойчивость траекторий МД и БД.

Влияние жесткости на динамические свойства ДСР. Рассмотрим продольное точение вала ($\Omega_1 = 0$) при тех же параметрах, что и в предыдущем случае. Сделаем следующие упрощения: для МД $T^{(0)} \rightarrow 0$; $\mu = 0$. Тогда

$$\left\{ \begin{aligned} & T_{ЭМ} T_{Э} \frac{d^2\Omega}{dt^2} + T_{ЭМ} \frac{d\Omega}{dt} + \Omega + \\ & + k^{(M)} \left[F^{(0)}(X, \Omega) + T_{Э} \frac{dF^{(0)}(X, \Omega)}{dt} \right] = \Omega_0; \\ & cX = F^{(0)} \{ \chi_1, \chi_2, \chi_3 \}^T = F^{(0)}(X, \Omega); \\ & F^{(0)} = \rho [t_p^{(0)} - X_1] \times \\ & \times \int_{t-(\Omega_3)^{-1}}^t [\pi D k_p^{(2)} \Omega_2(\xi) - \nu_{X_2}(\xi)] d\xi, \end{aligned} \right. \quad (5)$$

где D — диаметр ротора двигателя.

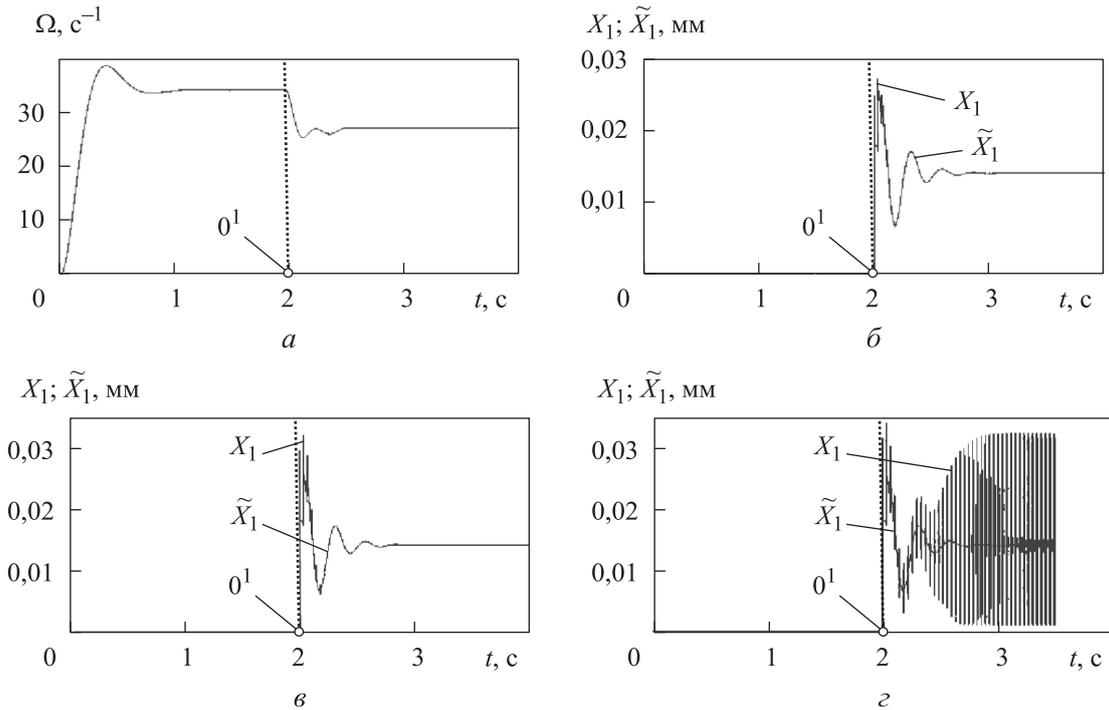


Рис. 3. Зависимости частоты вращения шпинделя двигателя Ω (а) и деформационных смещений в направлении X_1 при коэффициенте $k_h = 1,0$ (б), $0,5$ (в) и $0,2$ (г)

Рассмотрим несколько случаев.

Первый случай: влиянием сил резания на сопротивление вращения якоря двигателя подачи можно пренебречь, т. е. $k_M^{(2)} \rightarrow 0$, мощность резания в 10 раз меньше, чем у двигателя шпинделя, тогда $\Omega_3 = \text{const}$.

Будем варьировать элемент матрицы жесткости c_{22} . На него влияет не только податливость инструмента по отношению к несущей системе станка, но и жесткость механической части привода подачи, а также условия трения во всех элементах.

В зависимости от конструктивных элементов и их состояния c_{22} может варьироваться в широких пределах. Проанализируем преобразование $\Omega_2(p)$ в деформационные смещения $X_2(p)$ и подачу $S_p(p)$ в изображениях по Лапласу:

$$\begin{aligned}
 W_{\Omega_2 X_2}(p) &= \frac{X_2(p)}{\Omega_2(p)} = \frac{1 - \exp[-p(\Omega_3)^{-1}]}{p} \times \\
 &\times \frac{A\pi Dk_p}{1 + A\{1 - \exp[-p(\Omega_3)^{-1}]\}}; \\
 W_{\Omega_2 S_p}(p) &= \frac{S_p(p)}{\Omega_2(p)} = \frac{1 - \exp[-p(\Omega_3)^{-1}]}{p} \times \\
 &\times \frac{\pi Dk_p}{1 + A\{1 - \exp[-p(\Omega_3)^{-1}]\}}.
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

Здесь p — символ изображения по Лапласу; A — безразмерный параметр,

$$A = \rho t_p^{(0)} g_2,$$

где g_2 — суммарная податливость по направлению X_2 .

Суммарная податливость по направлению X_2 определяется выражением

$$g_2 = \Delta_{X_2} / \Delta,$$

где

$$\Delta_{X_2} = \begin{bmatrix} c_{11} & \chi_1 & c_{31} \\ c_{12} & \chi_2 & c_{32} \\ c_{13} & \chi_3 & c_{33} \end{bmatrix}; \quad \Delta = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{21} & c_{31} \\ c_{12} & c_{22} & c_{32} \\ c_{13} & c_{23} & c_{33} \end{bmatrix}.$$

Выражения (6) позволяют выяснить частотные свойства преобразований, которые различаются коэффициентом A . Если $A \rightarrow 0$ ($g_2 \rightarrow 0$), то

$$W_{\Omega_2 S_p}(p) \Rightarrow \pi Dk_p \frac{1 - \exp(-Tp)}{p},$$

т. е. интеграл

$$\int_{t-T}^t [\pi Dk_p \Omega_2(\xi) - v_2(\xi)] d\xi$$

преобразуется в

$$\int_{t-T}^t \pi Dk_p \Omega_2(\xi) d\xi.$$

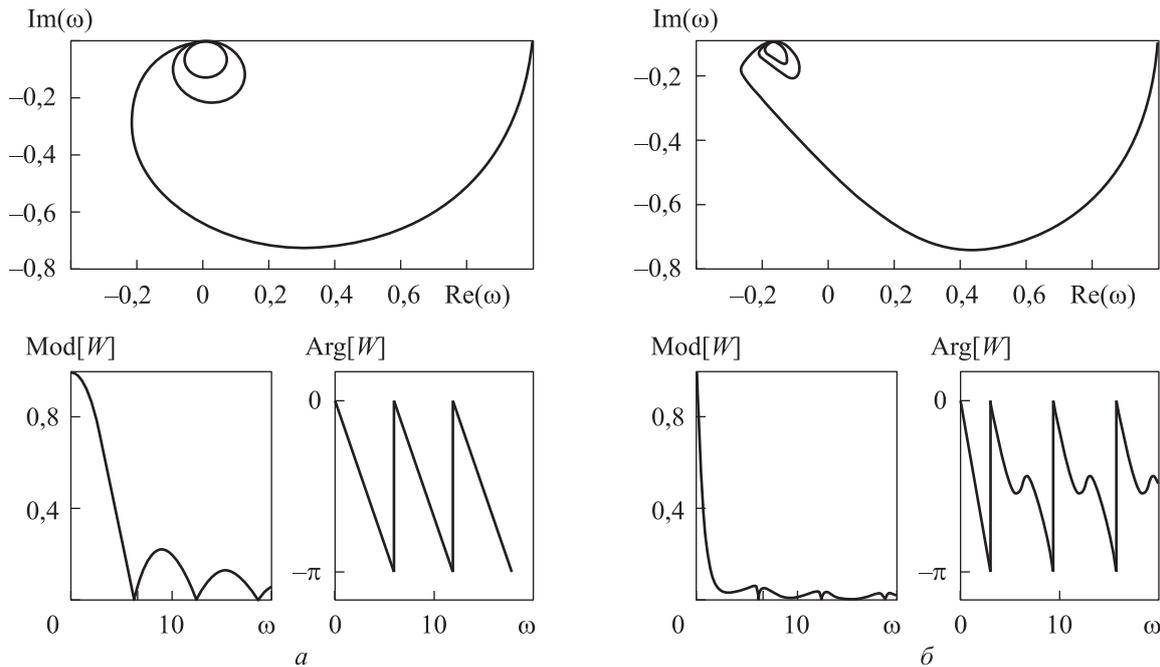


Рис. 4. Пример частотных характеристик $W_{\Omega_2 S_p}(j\omega)$ при $T = 0$ и безразмерном параметре $A = 0$ (а) и 1 (б)

По мере увеличения суммарной податливости g_2 на частотные свойства начинает оказывать влияние член выражения (6)

$$\frac{\pi D k_p}{1 + A \{1 - \exp[-p(\Omega_2)^{-1}]\}}.$$

При $A \rightarrow \infty$

$$W_{\Omega_2 S_p}(p) \Rightarrow \frac{\pi D k_p}{p}.$$

Это обусловлено функциональной связанностью сил и деформаций.

При этом уменьшается полоса пропускания блока $W_{\Omega_2 S_p}(p)$ (рис. 4), что отображено в увеличении времени переходного процесса $S_p(t)$ (рис. 5). Здесь рассмотрена реакция без учета динамических свойств двигателя.

Приведены примеры переходных процессов для двух матриц жесткости

$$c^{(1)} = \begin{bmatrix} 2000 & 0 & 0 \\ 0 & 1500 & 0 \\ 0 & 0 & 800 \end{bmatrix},$$

$$c^{(2)} = \begin{bmatrix} 2000 & 0 & 0 \\ 0 & 50 & 0 \\ 0 & 0 & 800 \end{bmatrix}.$$

Как видно, при увеличении g_2 непропорционально возрастает время переходного процесса t_n вследствие уменьшения полосы пропус-

кания рассматриваемого блока. Анализ результатов позволяет заключить следующее:

- составляющие изменения подачи, равные или кратные частоте вращения заготовки, после преобразования интегральным оператором обращаются в ноль (см. рис. 4); следовательно, с помощью подачи невозможно управлять установившимися деформациями на частотах, равных или кратных частоте заготовки;

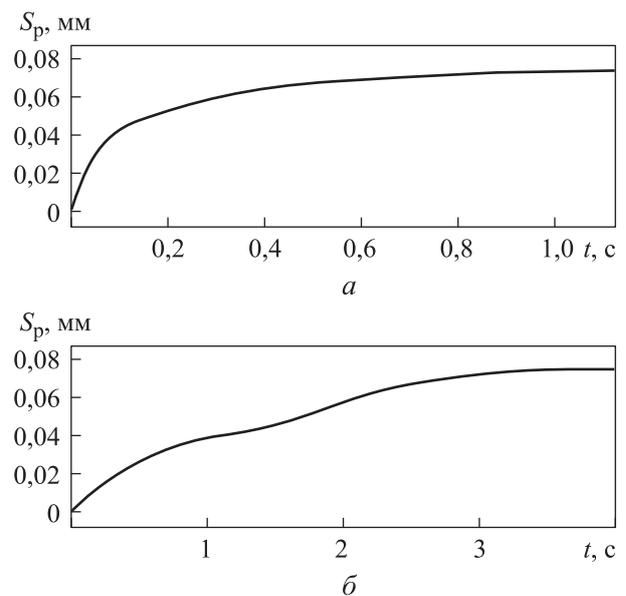


Рис. 5. Зависимость подачи S_p от времени для матриц жесткости $c^{(1)}$ (а) и $c^{(2)}$ (б)

- вариации скорости продольных перемещений, лежащие выше частоты вращения шпинделя, быстро затухают, так как оператор формирования подачи характеризует оператор скользящего среднего в окне времени оборота заготовки с точностью до коэффициента;

- время переходного процесса зависит от всех элементов матрицы жесткости c .

Второй случай: $k_M^{(2)} \neq 0$. Тогда при анализе связи $\Omega_0^{(2)}(p)$ с $\Omega_2(p)$ и $S_p(p)$ необходимо учитывать, что процесс резания формирует внутреннюю отрицательную обратную связь, которая изменяет свойства ДСР. Для определения ее влияния на динамические свойства ДСР проанализируем передаточные функции:

$$\Omega_2(p) = \Omega_0^{(2)}(p) \times \frac{1}{1 + T_{ЭМ}p + T_{ЭМ}T_{Э}p^2 + k_{\Sigma}^{(M)}(1 + T_{Э}p)W_{\Omega_2 S_p}^*(p)};$$

$$S_p(p) = \Omega_0^{(2)}(p) \times \frac{k_S W_{\Omega_2 S_p}^*(p)}{1 + T_{ЭМ}p + T_{ЭМ}T_{Э}p^2 + k_{\Sigma}^{(M)}(1 + T_{Э}p)W_{\Omega_2 S_p}^*(p)},$$

где $k_{\Sigma}^{(M)}$ — параметр влияния процесса резания на динамические свойства двигателя,

$$k_{\Sigma}^{(F)} = R_2 \pi D k_p \rho t_p / (c_e^{(2)} c_M^{(2)})$$

(R_2 — сопротивление);

$$W_{\Omega_2 S_p}^*(p) = \frac{1 - \exp[-p(\Omega_3)^{-1}]}{p} \times \frac{1}{1 + A\{1 - \exp[-p(\Omega_3)^{-1}]\}};$$

$$k_S = \pi D k_p.$$

Примеры переходных процессов в двигателе подачи, полученные при режимных параметрах без учета деформаций $t_p^{(0)} = 1,0$ мм, $S_p^{(0)} = 0,1$ мм/об и $v_p^{(0)} = 1,2$ м/с, приведены на рис. 6.

Переходные процессы изменяются и при вариациях давления ρ , влияющих на параметр A в выражениях (6) и на параметр $k_{\Sigma}^{(M)}$ в формулах (7). Податливость g_2 влияет только на параметр A . Обобщенные графики влияния давления стружки ρ и податливости g_2 на динамические свойства привода подачи, полученные при $t_p^{(0)} = 1,0$ мм, $S_p^{(0)} = 0,1$ мм/об и $v_p^{(0)} = 1,2$ м/с, показаны на рис. 7 и 8.

Анализ результатов цифрового моделирования показал, что элемент матрицы жесткости c_{22} может существенно влиять на переходные процессы. Меняется не только время переходного процесса, но и его форма. Причем при варьировании значений матрицы жесткости c динамические процессы достаточно точно аппроксимируются колебательным, аperiодическим или интегрирующим звеном.

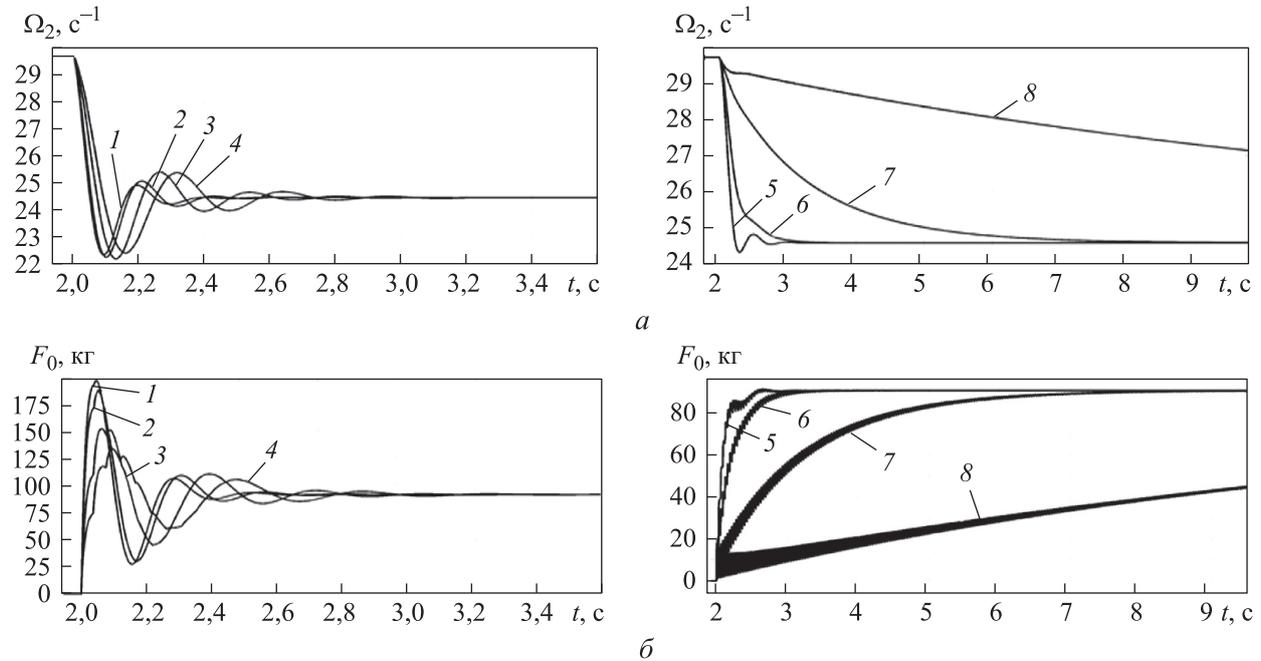


Рис. 6. Зависимости частоты вращения двигателя подачи Ω_2 (а) и модуля силы резания F_0 (б) от времени t при давлении стружки $\rho = 100$ кг/мм² и различных значениях жесткости: 1 — $c_{22} = 10\,000$ кг/мм; 2 — $c_{22} = 4000$ кг/мм; 3 — $c_{22} = 1000$ кг/мм; 4 — $c_{22} = 500$ кг/мм; 5 — $c_{22} = 100$ кг/мм; 6 — $c_{22} = 50$ кг/мм; 7 — $c_{22} = 10$ кг/мм; 8 — $c_{22} = 1$ кг/мм

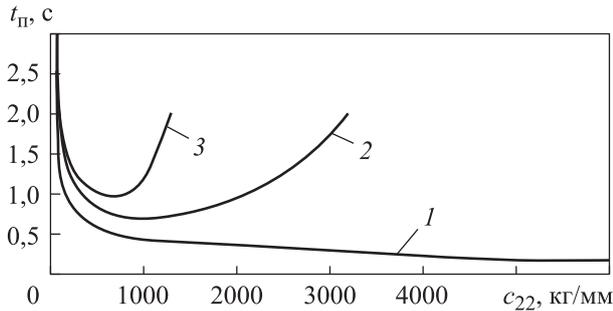


Рис. 7. Зависимость времени перехода t_n от жесткости c_{22} при давлении стружки $\rho = 100$ (1), 200 (2) и 400 кг/мм² (3)

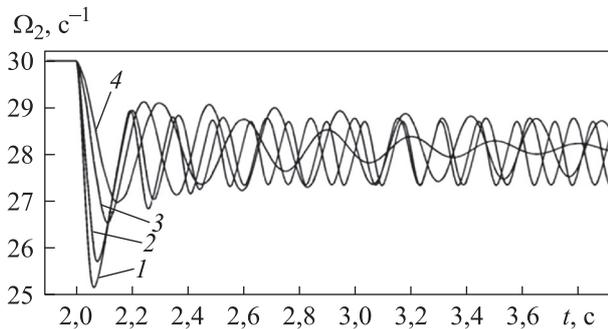


Рис. 8. Зависимость частоты вращения двигателя подачи Ω_2 от времени t при давлении стружки $\rho = 400$ кг/мм² и жесткости $c_{22} = 10\,000$ (1), 4000 (2), 1000 (3) и 500 кг/мм (4)

Все зависит от элементов этой матрицы и параметров модели сил в координатах состояния. Поэтому изменение матрицы жесткости \mathbf{c} вдоль траектории движения инструмента и параметров формируемой резанием динамической связи (например, вследствие изнашивания инструмента) приводит к изменению свойств преобразований управления в ТИЭС, деформационных смещений и траекторий формообразующих движений.

Кроме того, учет функциональной связности сил, деформационных смещений и ТИЭС, приводит к тому, что в ДСР образуется внутренняя отрицательная обратная связь, уровень которой возрастает при увеличении податливости. Этим объясняется потеря ее устойчивости и изменение динамических свойств. Точки, в которых ДСР теряет устойчивость, и в ней развиваются автоколебания, обозначены на рис. 7 звездами.

Примеры переходных процессов (см. рис. 8) наглядно показывают, что увеличение податливости может стабилизировать свойства равновесия деформационных смещений и соответствующих им ТИЭС.

Третий случай: частоты вращения $\Omega_2 = \text{const}$ и $\Omega_1 = 0$, матрица жесткости \mathbf{c} является диагональной. Тогда вместо соотношений (5) справедливы выражения:

$$\begin{cases} T_{\text{ЭМ}}^{(3)} T_{\text{Э}}^{(3)} \frac{d^2 \Omega_3}{dt^2} + T_{\text{ЭМ}}^{(3)} \frac{d \Omega_3}{dt} + \Omega_3 + k^{(M)} [F^{(0)} + T_{\text{Э}}^{(3)} \frac{dF^{(0)}}{dt}] = \Omega_0^{(3)}; \\ X_i = F^{(0)} \chi_i g_i, \quad i = 1, 2, 3; \\ F^{(0)} = \rho [t_p^{(0)} - X_1] \left[\frac{\pi D k_p^{(2)} \Omega_2}{\Omega_3} - \int_{t - (\Omega_3)^{-1}}^t v_{X_2}(\xi) d\xi \right]. \end{cases} \quad (8)$$

В частности, если $\mathbf{c} \rightarrow \infty$, то вместо первого выражения системы уравнений (8) имеем

$$T_{\text{ЭМ}}^{(3)} T_{\text{Э}}^{(3)} \frac{d^2 \Omega_3}{dt^2} + T_{\text{ЭМ}}^{(3)} \frac{d \Omega_3}{dt} + \Omega_3 + k_3^{(M)} \rho_{\Sigma} \left[\frac{1}{\Omega_3} - \frac{T_{\text{Э}}^{(3)}}{(\Omega_3)^2} \frac{d \Omega_3}{dt} \right] = \Omega_0^{(3)}, \quad (9)$$

где $\rho_{\Sigma} = \pi D k_p^{(2)} \Omega_2 \rho$.

При варьировании $\Omega_0^{(3)}$ имеет место ветвление точек равновесия Ω_3^* системы уравнений (9). Та ветвь, для которой выполняются условия

$$T_{\text{ЭМ}}^{(3)} - \frac{k_3^{(M)} \rho_{\Sigma} T_{\text{Э}}^{(3)}}{(\Omega_3^*)^2} > 0, \quad 1 - \frac{k_3^{(M)} \rho_{\Sigma}}{(\Omega_3^*)^2} > 0,$$

является притягивающим множеством частот вращения шпинделя.

Это множество имеет ограниченную область притяжения. Если $\mathbf{c} \neq \infty$, то область притяжения может расширяться или вырождаться полностью. Все зависит от элементов матрицы \mathbf{c} .

Следует отметить, что деформационные смещения в направлениях X_1 и X_2 формируют внутреннюю отрицательную обратную связь по силам резания. Как правило, деформации в этих направлениях стабилизируют равновесие, но ухудшают быстродействие ДСР. Деформационные смещения в направлении X_3 формируют положительную обратную связь, которая чаще всего приводит к самовозбуждению ДСР.

Анализ результатов исследования. Синергетический подход к анализу управляемой ДСР приводит к необходимости рассмотрения дифференциальных уравнений высокого порядка, в состав которых входят математические модели серводвигателей станка, деформационных смещений инструмента и заготовки, а также уравнения взаимодействий.

Модель взаимодействий — представление сил резания в координатах упругих деформационных смещений и траекториях исполнительных элементов. При анализе динамики ДСР целесообразно использовать принцип разделения движений на МД и БД, лежащие в пределах и за пределами полос пропускания серводвигателей соответственно.

Если подсистема БД является асимптотически устойчивой, то траектории МД являются аттракторами для ДСР в целом. В связи с этим свойства серводвигателей становятся зависимыми от упругих деформационных смещений взаимодействующих подсистем.

Исследования показали, что динамические свойства серводвигателей зависят от элементов матрицы жесткости подсистемы инструмента. При увеличении суммарной податливости по направлениям ТИЭС могут принципиально изменяться динамические свойства преобразования управления в траектории исполнительных элементов и далее в траектории формообразующих движений.

Деформационные смещения в направлениях продольной и поперечной подачи вызывают уменьшение сил резания, т. е. формируют отрицательную обратную связь. Поэтому по мере увеличения податливости по указанным направлениям наблюдается преобразование колебательных реакций в апериодические, и даже в астатические. При этом, как правило, возрастает время переходного процесса.

Однако увеличение податливости в этих направлениях приводит к росту коэффициента возбуждения внутреннего контура, связывающего силы и деформации. Поэтому время переходного процесса может иметь минимум (см. рис. 7). Более того ДСР может потерять устойчивость по деформационным смещениям, и тогда в ней образуются автоколебания, в том числе скорости вращения роторов двигателей.

Деформации в направлении скорости резания вызывают увеличение сил, так как меняется ее направление в сторону дополнительного врезания инструмента в заготовку. Поэтому подсистема МД в целом может потерять устойчивость.

Выводы

1. Процесс резания является тем фактором, который изменяет динамические свойства серводвигателей, а также преобразует относительно автономные системы управления приводов в системы связанного (векторного) управления.

2. Для анализа такой системы эффективно применять принцип разделения движений, позволяющий во многих случаях существенно упростить анализ влияния упругих свойств на динамику, взаимодействующих через процесс обработки подсистем. При этом свойства подсистем, в том числе характеристики переходных процессов, принципиально зависят от матриц жесткости подсистем инструмента и заготовки.

Литература

- [1] Пригожин И., Стенгерс И. *Порядок из хаоса*. Москва, Прогресс, 1986. 431 с.
- [2] Хакен Г. *Синергетика. Иерархия неустойчивостей в самоорганизующихся системах и устройствах*. Москва, Мир, 1985. 419 с.
- [3] Колесников А.А. *Синергетика и проблемы теории управления*. Москва, Физматлит, 2004. 504 с.
- [4] Заковоротный В.Л., Флек М.Б. *Динамика процесса резания. Синергетический подход*. Ростов-на-Дону, Терра, 2005. 876 с.
- [5] Заковоротный В.Л., Гвинджилия В.Е. Синергетическая концепция при программном управлении процессами обработки на металлорежущих станках. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 5, с. 24–36, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2021-5-24-36>
- [6] Заковоротный В.Л., Гвинджилия В.Е. Синергетический подход к повышению эффективности управления процессами обработки на металлорежущих станках. *Обработка металлов. Технология, оборудование, инструменты*, 2021, т. 23, № 3, с. 84–99, doi: <https://doi.org/10.17212/1994-6309-2021-23.3-84-99>
- [7] Zakovorotny V., Gvindjiliya V. Process control synergetics for metal-cutting machines. *J. Vibroengineering*, 2022, vol. 24, no. 1, pp. 177–189, doi: <https://doi.org/10.21595/jve.2021.22087>
- [8] Заковоротный В.Л. *Нелинейная трибомеханика*. Ростов-на-Дону, Изд-во ДГТУ, 2000. 293 с.

- [9] Zakovorotny V.L., Gvindjiliya V.E. Self-organization and evolution in dynamic friction systems. *J. Vibroengineering*, 2021, vol. 23, no. 6, pp. 1418–1432, doi: <https://doi.org/10.21595/jve.2021.22033>
- [10] Кабалдин Ю.Г., Шатагин Д.А. Искусственный интеллект и киберфизические механо-обработывающие системы в цифровом производстве. *Вестник машиностроения*, 2020, № 1, с. 21–25.
- [11] Altintas Y., Kersting P., Biermann D. et al. Virtual process systems for part machining operations. *CIRP Annals*, 2014, vol. 63, no. 2, pp. 585–605, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2014.05.007>
- [12] Пантюхин О.В., Васин С.А. Цифровой двойник технологического процесса изготовления изделий специального назначения. *Станкоинструмент*, 2021, № 1, с. 56–59, doi: <https://doi.org/10.22184/2499-9407.2021.22.1.56.58>
- [13] Altintas Y., Brecher C., Weck M. et al. Virtual machine tool. *CIRP Annals*, 2005, vol. 54, no. 2, pp. 115–138, doi: [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60022-5](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60022-5)
- [14] Erkorkmaz K., Altintas Y., Yeung C-H. Virtual computer numerical control system. *CIRP Annals*, 2006, vol. 55, no. 1, pp. 399–402, doi: [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60022-5](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60022-5)
- [15] Kilic Z.M., Altintas Y. Generalized mechanics and dynamics of metal cutting operations for unified simulations. *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, 2016, vol. 104, pp. 1–13, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2016.01.006>
- [16] Estman L., Merdol D., Brask K.G. et al. Development of machining strategies for aerospace components, using virtual machining tools. In: *New production technologies in aerospace industry*. Springer, 2014, pp. 63–68.
- [17] Soori M., Arezoo B., Habibi M. Virtual machining considering dimensional, geometrical and tool deflection errors in three-axis CNC milling machines. *J. Manuf. Syst.*, 2014, vol. 33, no. 4, pp. 498–507, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jmsy.2014.04.007>
- [18] Duvedi R.K., Bedi S., Batish A. et al. A multipoint method for 5-axis machining of triangulated surface models. *Comput. Aided Des.*, 2014, vol. 52, pp. 17–26, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cad.2014.02.008>
- [19] Gan W.F., Fu J.Z., Shen H.Y. et al. Five-axis tool path generation in CNC machining of T-spline surfaces. *Comput. Aided Des.*, 2014, vol. 52, pp. 51–63, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cad.2014.02.013>
- [20] Kiswanto G., Hendriko H., Duc E. An analytical method for obtaining cutter workpiece engagement during a semi-finish in five-axis milling. *Comput. Aided Des.*, 2014, vol. 55, pp. 81–93, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cad.2014.05.003>
- [21] Wu D., Rosen D.W., Wang L. et al. Cloud-based design and manufacturing: a new paradigm in digital manufacturing and design innovation. *Comput. Aided Des.*, 2015, vol. 59, pp. 1–14, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cad.2014.07.006>
- [22] Tobias S.A. *Machine tool vibration*. London, Blackie, 1965. 180 p.
- [23] Кудинов В.А. *Динамика станков*. Москва, Машиностроение, 1967. 359 с.
- [24] Tlustý J., Poláček A., Danek C. et al. *Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen*. Berlin, VEB Verlag Technik, 1962. 425 p.
- [25] Merrit H.E. Theory of self-excited machine-tool chatter-contribution to machine tool chatter research. *J. Eng. Ind.*, 1965, vol. 87, no. 4, pp. 447–454, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3670861>
- [26] Altintas Y. Analytical prediction of three dimensional chatter stability in milling. *JSME Int. J. Ser. C*, 2001, vol. 44, no. 3, pp. 717–723, doi: <https://doi.org/10.1299/jsmec.44.717>
- [27] Gousskov A., Gousskov M., Lorong Ph. et al. Influence of the clearance face on the condition of chatter self-excitation during turning. *Int. J. Mach. Mach. Mater.*, 2017, vol. 19, no. 1, pp. 17–39.
- [28] Гуськов М., Динь Дык Т., Пановко Г. и др. Моделирование и исследование устойчивости процесса многолезцового резания «по следу». *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2018, № 3, с. 19–27, doi: <https://doi.org/10.31857/S023571190000533-7>
- [29] Заковоротный В.Л., Фам Д.Т., Фам Т.Х. Параметрические явления при управлении процессами обработки на станках. *Вестник Донского государственного технического университета*, 2012, т. 12, № 7, с. 52–61.

- [30] Заковоротный В.Л., Фам Д.Т., Нгуен С.Т. и др. Моделирование динамической связи, формируемой процессом точения, в задачах динамики процесса резания (скоростная связь). *Вестник Донского государственного технического университета*, 2011, т. 11, № 2, с. 137–146.
- [31] Заковоротный В.Л., Фам Д.Т., Нгуен С.Т. и др. Моделирование динамической связи, формируемой процессом точения, в задачах динамики процесса резания (позиционная связь). *Вестник Донского государственного технического университета*, 2011, т. 11, № 3, с. 301–311.
- [32] Понтрягин Л.С. *Избранные труды*. Т. 2. Москва, Наука, 1988. 551 с.
- [33] Тихонов А.Н. Системы дифференциальных уравнений, содержащие малые параметры при производных. *Математический сборник*, 1952, т. 31, № 3, с. 575–586.

References

- [1] Prigogine I., Stengers I. *Order out of chaos*. London, Heinemann, 1984. 349 p. (Russ. ed.: *Por-yadok iz khaosa*. Moscow, Progress, 1986. 431 p.)
- [2] Haken H. *Advanced synergetics*. Springer, 1983. 356 p. (Russ. ed.: *Sinergetika. Ierarkhiya neustoychivostey v samoorganizuyushchikhsya sistemakh i ustroystvakh*. Moscow, Mir Publ., 1985. 419 p.)
- [3] Kolesnikov A.A. *Sinergetika i problemy teorii upravleniya* [Synergetics and problems of control theory]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2004. 504 p. (In Russ.)
- [4] Zakovorotnyy V.L., Flek M.B. *Dinamika protsessa rezaniya. Sinergeticheskiy podkhod* [Dynamics of cutting processes. Synergetic approach]. Rostov-na-Donu, Terra Publ., 2005. 876 p. (In Russ.)
- [5] Zakovorotnyy V.L., Gvindzhiliya V.E. Synergetic concept of software control of machining processes on metal-cutting machines. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2021, no. 5, pp. 24–36, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2021-5-24-36> (in Russ.)
- [6] Zakovorotnyy V.L., Gvindzhiliya V.E. Synergetic approach to improve the efficiency of machining process control on metal-cutting machines. *Obrabotka metallov. Tekhnologiya, oborudovanie, instrument* [Metal Working and Material Science], 2021, pp. 23, no. 3, pp. 84–99, doi: <https://doi.org/10.17212/1994-6309-2021-23.3-84-99> (in Russ.)
- [7] Zakovorotny V., Gvindjiliya V. Process control synergetics for metal-cutting machines. *J. Vibroengineering*, 2022, vol. 24, no. 1, pp. 177–189, doi: <https://doi.org/10.21595/jve.2021.22087>
- [8] Zakovorotnyy V.L. *Nelineynaya tribomekhanika* [Nonlinear tribomechanics]. Rostov-na-Donu, Izd-vo DGTU Publ., 2000. 293 p. (In Russ.)
- [9] Zakovorotny V.L., Gvindjiliya V.E. Self-organization and evolution in dynamic friction systems. *J. Vibroengineering*, 2021, vol. 23, no. 6, pp. 1418–1432, doi: <https://doi.org/10.21595/jve.2021.22033>
- [10] Kabaldin Yu.G., Shatagin D.A. Artificial intelligence and cyberphysical machining systems in digital production. *Vestnik mashinostroeniya*, 2020, no. 1, pp. 21–25. (In Russ.)
- [11] Altintas Y., Kersting P., Biermann D. et al. Virtual process systems for part machining operations. *CIRP Annals*, 2014, vol. 63, no. 2, pp. 585–605, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2014.05.007>
- [12] Pantyukhin O.V., Vasin S.A. Digital double of the technological process of manufacturing special-purpose products. *Stankoinstrument*, 2021, no. 1, pp. 56–59, doi: <https://doi.org/10.22184/2499-9407.2021.22.1.56.58> (in Russ.)
- [13] Itintas Y., Brecher C., Weck M. et al. Virtual machine tool. *CIRP Annals*, 2005, vol. 54, no. 2, pp. 115–138, doi: [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60022-5](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60022-5)
- [14] Erkorkmaz K., Altintas Y., Yeung C-H. Virtual computer numerical control system. *CIRP Annals*, 2006, vol. 55, no. 1, pp. 399–402, doi: [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60022-5](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60022-5)
- [15] Kilic Z.M., Altintas Y. Generalized mechanics and dynamics of metal cutting operations for unified simulations. *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, 2016, vol. 104, pp. 1–13, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2016.01.006>

- [16] Estman L., Merdol D., Brask K.G. et al. Development of machining strategies for aerospace components, using virtual machining tools. In: *New production technologies in aerospace industry*. Springer, 2014, pp. 63–68.
- [17] Soori M., Arezoo B., Habibi M. Virtual machining considering dimensional, geometrical and tool deflection errors in three-axis CNC milling machines. *J. Manuf. Syst.*, 2014, vol. 33, no. 4, pp. 498–507, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jmsy.2014.04.007>
- [18] Duvedi R.K., Bedi S., Batish A. et al. A multipoint method for 5-axis machining of triangulated surface models. *Comput. Aided Des.*, 2014, vol. 52, pp. 17–26, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cad.2014.02.008>
- [19] Gan W.F., Fu J.Z., Shen H.Y. et al. Five-axis tool path generation in CNC machining of T-spline surfaces. *Comput. Aided Des.*, 2014, vol. 52, pp. 51–63, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cad.2014.02.013>
- [20] Kiswanto G., Hendriko H., Duc E. An analytical method for obtaining cutter workpiece engagement during a semi-finish in five-axis milling. *Comput. Aided Des.*, 2014, vol. 55, pp. 81–93, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cad.2014.05.003>
- [21] Wu D., Rosen D.W., Wang L. et al. Cloud-based design and manufacturing: a new paradigm in digital manufacturing and design innovation. *Comput. Aided Des.*, 2015, vol. 59, pp. 1–14, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cad.2014.07.006>
- [22] Tobias S.A. *Machine tool vibration*. London, Blackie, 1965. 180 p.
- [23] Kudinov V.A. *Dinamika stankov* [Dynamics of machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1967. 359 p. (In Russ.).
- [24] Tlustý J., Poláček A., Danek C. et al. *Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen*. Berlin, VEB Verlag Technik, 1962. 425 p.
- [25] Merrit H.E. Theory of self-excited machine-tool chatter-contribution to machine tool chatter research. *J. Eng. Ind.*, 1965, vol. 87, no. 4, pp. 447–454, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3670861>
- [26] Altintas Y. Analytical prediction of three dimensional chatter stability in milling. *JSME Int. J. Ser. C*, 2001, vol. 44, no. 3, pp. 717–723, doi: <https://doi.org/10.1299/jsmec.44.717>
- [27] Gousskov A., Gousskov M., Lorong Ph. et al. Influence of the clearance face on the condition of chatter self-excitation during turning. *Int. J. Mach. Mach. Mater.*, 2017, vol. 19, no. 1, pp. 17–39.
- [28] Gus'kov M., Din' Dyk T., Panovko G. et al. Modeling and investigation of the stability of a multicutter turning process by a trace. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2018, no. 3, pp. 19–27, doi: <https://doi.org/10.31857/S023571190000533-7> (in Russ.). (Eng. version: *J. Mach. Manuf. Reliab.*, 2018, vol. 47, no. 4, pp. 317–323, doi: <https://doi.org/10.3103/S1052618818040052>)
- [29] Zakovorotnyy V.L., Fam D.T., Fam T.Kh. Parametrical phenomena under on-machine process control. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Vestnik of Don State Technical University], 2012, pp. 12, no. 7, pp. 52–61. (In Russ.).
- [30] Zakovorotnyy V.L., Fam D.T., Nguen S.T. et al. Dynamic coupling modeling formed by turning in cutting dynamics problems (positional coupling). *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Vestnik of Don State Technical University], 2011, vol. 11, no. 2, pp. 137–146. (In Russ.).
- [31] Zakovorotnyy V.L., Fam D.T., Nguen S.T. et al. Dynamic coupling modeling formed by turning in cutting dynamics problems (positional coupling). *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Vestnik of Don State Technical University], 2011, vol. 11, no. 3, pp. 301–311. (In Russ.).
- [32] Pontryagin L.S. *Izbrannye trudy*. T. 2 [Selected works. Vol. 2]. Moscow, Nauka Publ., 1988. 551 p. (In Russ.).
- [33] Tikhonov A.N. Systems of differential equations containing small parameters in the derivatives. *Matematicheskii sbornik*, 1952, vol. 31, no. 3, pp. 575–586. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 08.07.2022

Информация об авторах

ЗАКОВОРОТНЫЙ Вилор Лаврентьевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Автоматизация производственных процессов». Донской государственный технический университет (344000, Ростов-на-Дону, Российская Федерация, пл. Гагарина, д. 1, e-mail: vzakovorotny@dstu.edu.ru).

ФЕСЕНКО Элина Олеговна — аспирант кафедры «Автоматизация производственных процессов». Донской государственный технический университет (344000, Ростов-на-Дону, Российская Федерация, пл. Гагарина, д. 1, e-mail: ellinochaa@gmail.com).

ГВИНДЖИЛИЯ Валерия Енвериевна — кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Автоматизация производственных процессов». Донской государственный технический университет (344000, Ростов-на-Дону, Российская Федерация, пл. Гагарина, д. 1, e-mail: sinedden@yandex.ru).

Information about the authors

ZAKOVOROTNIY Vilor Lavrentievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Production Process Automation. Don State Technical University (344000, Rostov-on-Don, Russian Federation, Gagarina Square, Bldg. 1, e-mail: vzakovorotny@dstu.edu.ru).

FESENKO Elina Olegovna — Postgraduate, Department of Production Process Automation. Don State Technical University (344000, Rostov-on-Don, Russian Federation, Gagarina Square, Bldg. 1, e-mail: ellinochaa@gmail.com).

GVINDZHILIYA Valeria Enverievna — Candidate of Science (Eng.), Senior Lecturer, Department of Production Process Automation. Don State Technical University (344000, Rostov-on-Don, Russian Federation, Gagarina Square, Bldg. 1, e-mail: sinedden@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Заковоротный В.Л., Фесенко Э.О., Гвинджилия В.Е. Влияние процесса резания на динамические свойства приводов исполнительных элементов станка. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 9, с. 16–29, doi: 10.18698/0536-1044-2022-9-16-29

Please cite this article in English as:

Zakovorotniy V.L., Fesenko E.O., Gvindzhiliya V.E. Effect of the Cutting Process on the Dynamic Properties of Machine Actuator Drives. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 9, pp. 16–29, doi: 10.18698/0536-1044-2022-9-16-29



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебник

«Расчет, моделирование и проектирование генераторов низкотемпературной плазмы»

Авторы: Г.К. Клименко, В.В. Кузенов, А.А. Ляпин,
С.В. Рыжков

Предложен системный подход к разработке конструкции электродугового генератора плазмы — плазмотрона. Приведены примеры конструкций плазмотронов различных схем и назначения. Представлена методика расчета основных характеристик плазмотрона, предложена его универсальная схемная модель.

Для студентов и аспирантов физико-технических специальностей университетов по направлениям подготовки «Высокотехнологические плазменные и энергетические установки» и «Ядерная энергетика и теплофизика».

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@baumanpress.ru; <https://bmstu.press>