

# ИННОВАЦИИ В НАУКЕ: ПУТИ РАЗВИТИЯ

УДК 621.9:531.3

*Заковоротный Вилор Лаврентьевич,*

*д.т.н, профессор,*

*Сидоренко Михаил Александрович,*

*магистрант,*

*ФГБОУ ВПО «Донской государственный технический университет»,*

*г. Ростов-на-Дону*

## УСТОЙЧИВОСТЬ ТРАЕКТОРИЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВодОВ, ВЗАИМОСВЯЗАННЫХ ЧЕРЕЗ ПРОЦЕСС РЕЗАНИЯ, ПРИ СВЕРЛЕНИИ ОТВЕРСТИЙ

**Аннотация.** При сверлении отверстий спиральными сверлами используются силовые сверлильные головки с управляемыми приводами подачи пиноли, вращения шпинделей инструмента и обрабатываемой заготовки. Встречное вращение заготовки и инструмента осуществляется для повышения точности оси отверстия. При этом за счет динамической связи, формируемой процессом резания, все три привода становятся взаимосвязанными, так как силы резания, действующие на все три привода, зависят от траекторий скоростей этих приводов. Известны работы, в которых рассматривается динамика взаимосвязанных приводов без учета привода вращения заготовки. Добавление привода вращения заготовки принципиально изменяет динамику сверления. В статье приводятся результаты математического моделирования динамики сложной взаимосвязанной системы приводов с целью анализа устойчивости управляемых траекторий. Показано, что в зависимости от параметров дополнительного привода система может потерять устойчивость точки равновесия. Приводится сравнение результатов, полученных на основе математического моделирования, с экспериментами.

## ИННОВАЦИИ В НАУКЕ: ПУТИ РАЗВИТИЯ

**Ключевые слова:** динамическая система сверления, устойчивость траекторий, приводы исполнительных элементов.

**Введение.** Динамике процесса резания, в том числе сверлению, посвящены многочисленные исследования [1, 2]. Для создания автоматизированного оборудования для сверления при обеспечении требуемого качества отверстия используются силовые сверлильные головки, с управляемыми приводами вращения инструмента и подачи [3 - 5]. Причем, цель и алгоритмы управления зависят от конкретных условий обработки, диаметра сверла, глубины отверстия и пр. В связи с этим предложено множество систем управления этим процессом [10]. При этом приводы исполнительных элементов рассматриваются в единстве с динамической связью, формируемой процессом резания [11 - 13]. При построении алгоритмов управления учитывается, что процесс сверления глубоких отверстий представляет совокупность рабочих и вспомогательных перемещений [14 - 16]. Наконец, сформулирована и решена задача управления этим процессом по критерию минимизации времени на изготовление партии деталей [17 - 20]. При использовании синергетической концепции управления, заключающейся в согласовании внешнего управления с внутренней динамикой системы, рассматриваются вопросы математического моделирования динамической системы резания с учетом упругих деформационных смещений инструмента [21 - 24]. Однако во всех приведенных работах не принималась во внимание традиционно используемая схема сверления, при которой обеспечивается встречное вращение инструмента и обрабатываемой заготовки. В статье развиваются известные работы по динамике сверления на случай, когда дополнительно учитываются динамические особенности шпинделя вращения заготовки. При этом рассматривается только одна проблема анализа устойчивости траекторий.

**Математическое моделирование.** Схема разработанной и внедренной на ряде предприятий силовой сверлильной головки с учетом подсистемы вращения

## ИННОВАЦИИ В НАУКЕ: ПУТИ РАЗВИТИЯ

заготовки приведена на рис.1. Здесь на одной оси вращения инструмента и заготовки расположены серводвигатели шпинделя инструмента (вращение с частотой  $\Omega_1$ ) и заготовки (вращение с частотой  $\Omega_2$ ). Связь между двигателем подачи (вращение с частотой  $\Omega_3$ ) и движением пиноли осуществляется через редуктор с большим передаточным отношением. Поэтому влиянием вариаций момента, формируемого в зоне резания, на его вращение можно пренебречь. Кроме этого, силовая сверлильная головка имеет датчик положения пиноли шпинделя вращения инструмента и датчик момента, действующего на сверло и заготовку. При определении уравнений динамики взаимосвязанных через процесс резания приводов главное значение имеет представление момента, действующего на якоря двигателей, в координатах состояния системы.

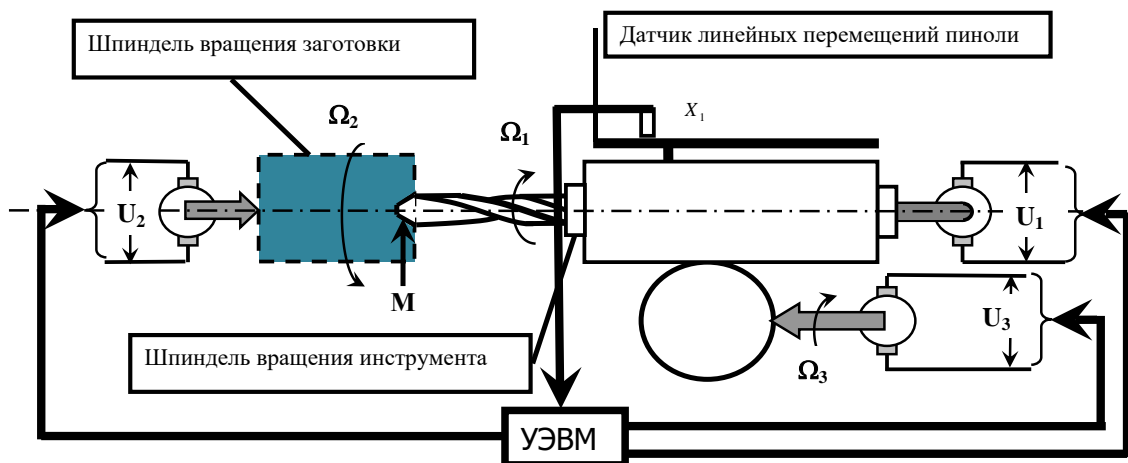


Рис. 1. Блок схема системы управления рабочими заглублениями при сверлении глубоких отверстий спиральными свёрлами

Рассмотрим формирование момента и изменения всех координат состояния системы в пределах единичного заглубления. При этом момент  $t = 0$  считается началом заглубления. При определении момента учтем, что он пропорционален площади срезаемого слоя, то есть оборотной подаче, зависящей от скорости пиноли и двух частот вращения  $\Omega_1$  и  $\Omega_2$ . Уравнение динамики системы представим в виде [11, 25]

## ИННОВАЦИИ В НАУКЕ: ПУТИ РАЗВИТИЯ

$$\left\{ \begin{array}{l} U_1 - c_e^{(1)} \Omega_1 = I_1 R_1 + L_1 \frac{dI_1}{dt}; \\ c_M^{(1)} I_1 = G_1 \frac{d\Omega_1}{dt} + \rho \int_{t-T}^t \Omega_3(\xi) d\xi; \\ U_2 - c_e^{(2)} \Omega_2 = I_2 R_2 + L_2 \frac{dI_2}{dt}; \\ c_M^{(2)} I_2 = G_2 \frac{d\Omega_2}{dt} + \rho \int_{t-T}^t \Omega_3(\xi) d\xi; \\ U_3 - c_e^{(3)} \Omega_3 = I_3 R_3 + L_3 \frac{dI_3}{dt}; \\ c_M^{(3)} I_3 = G_3 \frac{d\Omega_3}{dt}, \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $R_s, L_s, G_s$  - соответственно сопротивление якоря, индуктивность и момент инерции  $s$ -го двигателя ( $s=1,2,3$ );  $T = (\Omega_1 + \Omega_2)^{-1}$  - время оборота инструмента относительно заготовки;  $\rho$  - коэффициент, имеющий размерность  $[кз]$ , определяющий связь момента, действующего на якорь двигателя, с величиной обратной подачи. Система (1), во-первых, учитывает свойства дополнительного привода вращения заготовки, во-вторых, рассматривает формирование величины обратной подачи в виде интегрального оператора  $\rho \int_{t-T}^t \Omega_3(\xi) d\xi$ . При заданных параметрах двигателей свойства системы зависят от трех управляющих параметров:  $U_1, U_2, U_3$ . При анализе (1) естественно ограничиться областью значений скоростей  $\Omega_\Sigma^{(1)} \langle (\Omega_1 + \Omega_2) \langle \Omega_\Sigma^{(2)}, \Omega_\Sigma^{(1)} \rangle 0, \Omega_\Sigma^{(2)} \rangle 0$ . Также примем во внимание, что реакция со стороны процесса резания на двигатель подачи равна нулю. Тогда

$$\left\{ \begin{array}{l} \Omega_0^{(1)} = T_{\text{ЭМ}}^{(1)} T_{\text{Э}}^{(1)} \frac{d^2 \Omega_1}{dt^2} + T_{\text{ЭМ}}^{(1)} \frac{d\Omega_1}{dt} + \Omega_1 + \frac{K_0^{(1)}}{\Omega_1 + \Omega_2} - T_{\text{Э}}^{(1)} \frac{K_0^{(1)}}{(\Omega_1 + \Omega_2)^2} \left( \frac{d\Omega_1}{dt} + \frac{d\Omega_2}{dt} \right); \\ \Omega_0^{(2)} = T_{\text{ЭМ}}^{(2)} T_{\text{Э}}^{(2)} \frac{d^2 \Omega_2}{dt^2} + T_{\text{ЭМ}}^{(2)} \frac{d\Omega_2}{dt} + \Omega_2 + \frac{K_0^{(2)}}{\Omega_1 + \Omega_2} - T_{\text{Э}}^{(2)} \frac{K_0^{(2)}}{(\Omega_1 + \Omega_2)^2} \left( \frac{d\Omega_1}{dt} + \frac{d\Omega_2}{dt} \right), \end{array} \right. \quad (2)$$

где  $T_{\text{ЭМ}}^{(s)} = \frac{G_s R_s}{c_e^{(s)} c_M^{(s)}}$ ,  $T_{\text{Э}}^{(s)} = \frac{L_s}{R_s}$ ,  $s=1,2$ , - имеют размерность  $[сек]$ ;  $K_0^{(s)} = \frac{\rho R_s k \Omega_3}{c_e^{(s)} c_M^{(s)}}$ ,  $s=1,2$

- параметр влияния процесса резания на частоту вращения ротора двигателя в

## ИННОВАЦИИ В НАУКЕ: ПУТИ РАЗВИТИЯ

$[сек^2]$ ;  $\Omega_{0,i} = \frac{U_i}{c_e^{(i)}}$ ,  $i=1,2$ . В (2) за счет  $\frac{K_0^{(s)}}{\Omega_1 + \Omega_2} - T_{\mathcal{E}}^{(s)} \frac{K_0^{(s)}}{(\Omega_1 + \Omega_2)^2} \left( \frac{d\Omega_1}{dt} + \frac{d\Omega_2}{dt} \right)$  автономные

системы двух приводов преобразуются в системы связанного управления. Поэтому на динамику системы, в том числе устойчивость оказывает влияние динамическая связь, формируемая процессом резания.

**Анализ равновесий и их устойчивости.** Вначале проанализируем свойство равновесий системы. Точки равновесия определяются из условий:  $\frac{d\Omega_s}{dt} = 0, s=1,2$ ,

$\frac{dI_s}{dt} = 0, s=1,2, \int_{t-T^*}^t \Omega_3(\xi) d\xi = S_P^* (T^* = (\Omega_1^* + \Omega_2^*)^{-1})$ . Здесь  $S_P^*$  - постоянная величина обо-

ротной подачи. Вначале рассмотрим точки  $\Omega^*(i) = \{\Omega_1^*(i), \Omega_2^*(i)\}^T, i=1,2$ , вычисляемые из системы

$$\begin{cases} \Omega_{0,1} - \Omega_1^* = \frac{K_0^{(1)}}{\Omega_1^* + \Omega_2^*}; \\ \Omega_{0,2} - \Omega_2^* = \frac{K_0^{(2)}}{\Omega_1^* + \Omega_2^*}. \end{cases} \quad (3)$$

Очевидно, что система (3) имеет четыре решения, так как они определяются корнями полинома четвертой степени (точка  $\Omega_1^* + \Omega_2^* \Rightarrow 0$  не рассматривается, так как в этом случае величина оборотной подачи и момент  $\rho \int_{t-T}^t \Omega_3(\xi) d\xi$  уходит в бесконечность). Кромеэтого, это условие противоречит технологическим требованиям обработки. Корни системы (3) можно вычислить точно. После несложных преобразований имеем

$$\begin{cases} \Omega_1^*(1,2) = \frac{(2K_0^{(2)} / K_0^{(1)} + 1)\Omega_{0,1} - \Omega_{0,2} \pm \{(\Omega_{0,1} + \Omega_{0,2})^2 - 4(K_0^{(2)} + K_0^{(1)})\}^{0,5}}{2(K_0^{(2)} + K_0^{(1)}) / K_0^{(1)}}; \\ \Omega_2^*(1,2) = \frac{(2K_0^{(1)} / K_0^{(2)} + 1)\Omega_{0,2} - \Omega_{0,1} \pm \{(\Omega_{0,1} + \Omega_{0,2})^2 - 4(K_0^{(2)} + K_0^{(1)})\}^{0,5}}{2(K_0^{(2)} + K_0^{(1)}) / K_0^{(2)}}. \end{cases} \quad (4)$$

Как видно, условия, при которых не существует вещественных значений точек равновесия, определяются требованием  $(\Omega_{0,1} + \Omega_{0,2})^2 > 4(K_0^{(2)} + K_0^{(1)})$ , то есть они зависят не только реакцией со стороны процесса резания, но и от суммы скоро-

## ИННОВАЦИИ В НАУКЕ: ПУТИ РАЗВИТИЯ

стей вращения инструмента и заготовки. Приведем примеры изменения точки равновесия  $\Omega_1^*(1,2)$  от управления  $\Omega_{0,1}$  при различных значениях  $\Omega_{0,2}$  и  $K=K_{0,1}$  (Рис. 2). Главным свойством точек равновесия является, во-первых, отсутствие вещественных корней при малых значениях  $\Omega_{0,1}$  и  $\Omega_{0,2}$ . Во-вторых, ветвление точек равновесия, начиная с некоторых критических значениях управлений. Кроме этого, можно отметить возможность существования отрицательных скоростей, при которых рассматриваемый двигатель работает уже не в режиме двигателя, а в режиме генератора.

Для более детального анализа устойчивости необходимо определить линеаризованное уравнение в вариациях относительно точки  $\Omega^*(i) = \{\Omega_1^*(i), \Omega_2^*(i), I_1^*(i), I_2^*(i)\}^T$  [26]. Тогда после замены переменных  $\Omega_s(t) = \Omega_s^* + \omega_s(t), s=1,2$  и  $I_s(t) = I_s^* + i_s(t), s=1,2$  из (1) имеем

$$\left\{ \begin{array}{l} L_1 \frac{di_1}{dt} + R_1 i_1(t) + c_e^{(1)} \omega_1 = 0; \\ G_1 \frac{d\omega_1}{dt} - \rho K \omega_1 - \rho K \omega_2 - c_M^{(1)} i_1 = 0; \\ L_2 \frac{di_2}{dt} + R_2 i_2(t) + c_e^{(2)} \omega_2 = 0; \\ G_2 \frac{d\omega_2}{dt} - \rho K \omega_1 - \rho K \omega_2 - c_M^{(2)} i_2 = 0, \end{array} \right. \quad (5)$$

$$\text{где } K = \frac{\Omega_3^*}{(\Omega_1^* + \Omega_2^*)^2}.$$

## ИННОВАЦИИ В НАУКЕ: ПУТИ РАЗВИТИЯ

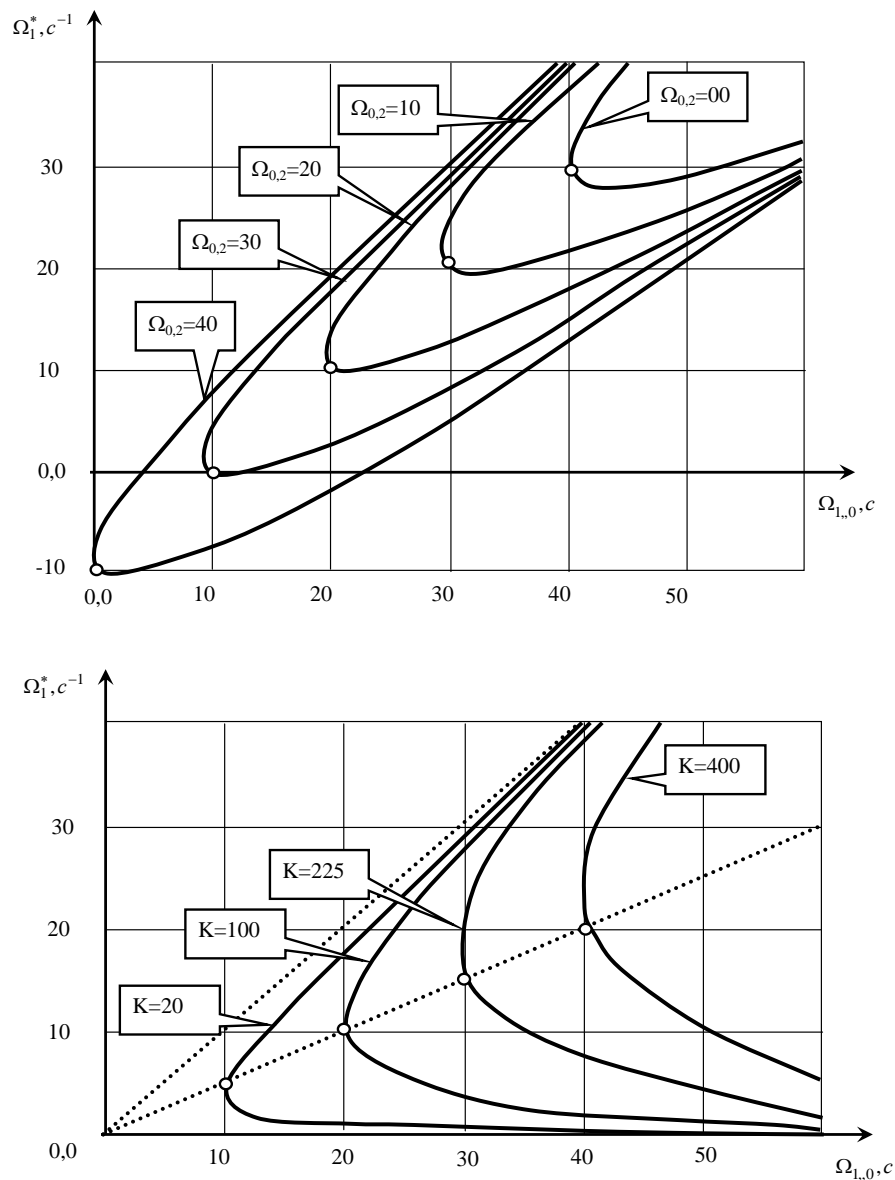


Рис. 2. Примеры изменения точек равновесия системы в зависимости от

$\Omega_{0,1}$  и  $\Omega_{0,2}$ : а-  $K_0^{(2)} = K_0^{(1)} = 400$ ; б -  $K_0^{(2)} = \Omega_{2,0} = 0$ ,  $K_0^{(1)} = K$ .

Следовательно, имеем

$$A \frac{d^2 i}{dt^2} + B \frac{di}{dt} + Ci = 0, \quad (6)$$

$$\text{где } A = \begin{bmatrix} T_{\text{ЭМ}}^{(1)} T_{\text{Э}}^{(1)} & 0 \\ 0 & T_{\text{ЭМ}}^{(2)} T_{\text{Э}}^{(2)} \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} T_{\text{ЭМ}}^{(1)} - C_{1,1} T_{\text{Э}}^{(1)} & -C_{2,1} T_{\text{Э}}^{(2)} \\ -C_{1,2} T_{\text{Э}}^{(1)} & T_{\text{ЭМ}}^{(2)} - C_{2,2} T_{\text{Э}}^{(2)} \end{bmatrix}; \quad C = \begin{bmatrix} 1 - C_{1,1} & -C_{2,1} \\ -C_{1,2} & 1 - C_{2,2} \end{bmatrix};$$

$C_{1,1} = \frac{\rho K R_1}{c_e^{(1)} c_M^{(1)}}$ ,  $C_{1,2} = \frac{\rho K R_1}{c_e^{(1)} c_M^{(2)}}$ ,  $C_{2,1} = \frac{\rho K R_2}{c_e^{(2)} c_M^{(1)}}$ ,  $C_{2,2} = \frac{\rho K R_2}{c_e^{(2)} c_M^{(2)}}$  - безразмерные параметры.

## ИННОВАЦИИ В НАУКЕ: ПУТИ РАЗВИТИЯ

**Анализ результатов.** В (6) в общем случае, при различных параметрах серводвигателей и управлений  $\Omega_{0,i}$ ,  $i=1,2$ , матрицы  $B$  и  $C$  не являются симметричными. Вначале положим, что двигатели имеют одинаковые параметры, а также  $\Omega_{0,1} = \Omega_{0,2}$ . Тогда:  $C_{s,l} = C = const$ ,  $s,l=1,2$ ,  $T_{ЭМ}^{(1)} = T_{ЭМ}^{(2)} = T_{ЭМ}$  и  $T_{Э}^{(1)} = T_{Э}^{(2)} = T_{Э}$ . Матрицы  $B$  и  $C$  становятся симметричными, а системы потенциальными. В этом случае потеря устойчивости системы определяется из условий [27, 28]

$$(T_{ЭМ} - 2CT_{Э}) \gg 0; \quad (1 - 2C) \gg 0. \quad (7)$$

Следовательно, потеря устойчивости зависит от реакции момента со стороны процесса резания, определяемой параметром  $K = \frac{\Omega_3^*}{(\Omega_1^* + \Omega_2^*)^2}$  и физико-механическими свойствами обрабатываемого материала (параметром  $\rho$ ). Очевидно, что из двух ветвей на рис. 3 «а» удовлетворять условиям (7) может только верхняя ветвь. Потеря устойчивости зависит и от мощности двигателей, которая определяется параметрами  $c_e^{(s)}$ ,  $c_M^{(l)}$ ,  $R_1$ ,  $R_2$ . В том случае, если динамические параметры двигателей являются различными, то матрицы  $B$  и  $C$  становятся несимметричными. Тогда их можно представить в виде сумм симметричных и кососимметричных составляющих:  $B = B^{(S)} + B^{(K)}$  и  $C = C^{(S)} + C^{(K)}$ . Очевидно, эти матрицы равны:

$$B^{(S)} = \begin{bmatrix} (T_{ЭМ}^{(1)} - C_{1,1}T_{Э}^{(1)}) & -0,5(T_{Э}^{(1)}C_{1,2} + T_{Э}^{(2)}C_{2,1}) \\ -0,5(T_{Э}^{(1)}C_{1,2} + T_{Э}^{(2)}C_{2,1}) & (T_{ЭМ}^{(2)} - C_{2,2}T_{Э}^{(2)}) \end{bmatrix};$$

$$B^{(K)} = \begin{bmatrix} 0 & 0,5(T_{Э}^{(1)}C_{1,2} - T_{Э}^{(2)}C_{2,1}) \\ -0,5(T_{Э}^{(1)}C_{1,2} - T_{Э}^{(2)}C_{2,1}) & 0 \end{bmatrix};$$

$$C^{(S)} = \begin{bmatrix} (1 - C_{1,1}) & -0,5(C_{1,2} + C_{2,1}) \\ -0,5(C_{1,2} + C_{2,1}) & (1 - C_{2,2}) \end{bmatrix};$$

$$C^{(K)} = \begin{bmatrix} 0 & 0,5(C_{1,2} - C_{2,1}) \\ -0,5(C_{1,2} - C_{2,1}) & 0 \end{bmatrix}.$$

В этом случае равновесие системы теряет устойчивость, если матрица  $B^{(S)}$  становится положительно определенной. В этом случае она формирует ускоря-



## ИННОВАЦИИ В НАУКЕ: ПУТИ РАЗВИТИЯ

ющие силы [27, 28]. Причем матрица  $B^{(K)}$ , характеризующая гироскопические силы, в этом случае не может стабилизировать равновесие. Практика анализа конкретных двигателей также показывает, что циркуляционные (непотенциальные) силы, формируемые матрицей  $C^{(K)}$ , всегда являются малыми, а преобразование матрицы  $C^{(S)}$  из положительно определенной в отрицательно определенную является скорее исключением. Поэтому при анализе факторов, вызывающих потерю устойчивости, можно ограничиться условием положительной определенности матрицы  $B^{(S)}$ , то есть

$$\begin{aligned} & [T_{ЭМ}^{(1)}T_{ЭМ}^{(2)} + T_{Э}^{(1)}T_{Э}^{(2)}C_{1,1}C_{2,2}] \{T_{ЭМ}^{(2)}T_{Э}^{(1)}C_{1,1} + T_{ЭМ}^{(1)}T_{Э}^{(2)}C_{2,2} + \\ & + 0,25[(T_{Э}^{(1)}C_{1,2})^2 + (T_{Э}^{(2)}C_{2,1})^2 + 2T_{Э}^{(1)}T_{Э}^{(2)}C_{1,2}C_{2,1}] \} \end{aligned} \quad (8)$$

Однако и в этом случае можно отметить следующее свойство: система может иметь устойчивые точки равновесия, если они находятся на верхней ветви диаграммы, приведенной на рис. 3. Кроме этого, левее этой ветви находятся значения скоростей, при которых система является неустойчивой в целом, и она не имеет вещественных значений точек равновесия. Приведенные данные позволяют выяснить влияние параметров серводвигателей на устойчивость точки равновесия системы.

**Заключение.** Приводы исполнительных элементов станков, определяющие траектории исполнительных элементов станка являются связанными через динамическую связь, формируемую процессом резания. Эта связь принципиально изменяет динамические свойства приводов и влияет на устойчивость управляемых траекторий исполнительных элементов станка. Это обстоятельство приводит к необходимости согласования параметров серводвигателей между собой и с характеристиками динамической связи, формируемой процессом резания.

## ИННОВАЦИИ В НАУКЕ: ПУТИ РАЗВИТИЯ

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Солоненко В.Г., Рыжкин А.А. Резание металлов и режущие инструменты / В.Г. Солоненко, А.А. Рыжкин. – Высшая школа, 2008.
2. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов. – М.: Машиностроение, 1975. – 344 с.
3. Балакишин Б.С., Адаптивное управление станками. – М.: Машиностроение, 1973. – 688 с.
4. Соломенцев Ю.М. Адаптивное управление технологическими процессами на металлорежущих станках. / Ю.М. Соломенцев, В.Г. Митрофанов, С.П. Протопопов и др. – М.: Машиностроение. 1980. – 537 с.
5. Тверской М.М. Автоматическое управление режимами обработки деталей на станках. – М.: Машиностроение, 1982. – 208 с.
6. Лищинский Л.Ю. Оптимизация операции глубокого сверления / Л.Ю. Лищинский, Е.А. Мошков, В.И. Рабинович // СТИН. – 1971. – № 10.
7. Лищинский Л.Ю. Оптимальное управление режимом резания в станках для глубокого сверления. / Л.Ю. Лищинский, В.И. Рабинович // СТИН. – 1973. – № 3.
8. Назаренко Д.В. Оптимальное управление процессом сверления глубоких отверстий малого диаметра / Д.В. Назаренко // тез. докл. 5-й Международной научной конференции по динамике технологических систем. – Ростов н/Д, 1997. – Том 2. – С. 102-104.
9. Тверской М.М. Алгоритмы оптимального автоматического управления процессом глубокого сверления / М.М. Тверской // СТИН. – 1977. – № 10. – С. 8-10.
10. Тверской М.М. Станок для глубокого сверления отверстий малого диаметра со стабилизацией крутящего момента / М.М. Тверской, В.И. Закамалдин // СТИН. – 1972. – № 1.
11. Заковоротный В.Л., Туркин И.А., Лапшин В.П. Влияние параметров серводвигателей на динамические свойства системы сверления глубоких отверстий спиральными свёрлами. Вестник Донского государственного технического университета. – 2014. – Т. 14. – № 2 (77). – С. 56-65.
12. Лапшин В.П., Туркин И.А. Влияние свойств сервопривода шпинделя на динамику сверления глубоких отверстий малого диаметра. Вестник Донского государственного технического университета. – 2013. – Т. 13. – № 5-6 (74). – С. 125-130.
13. Лапшин В.П., Туркин И.А. Влияние свойств сервопривода шпинделя на динамику сверления глубоких отверстий малого диаметра // СТИН. – 2015. – № 4. – С. 34-37.
14. Заковоротный В.Л., Потапенко П.Н., Флек М.Б. Оптимизация вспомогательных перемещений пиноли силовой головки для сверления глубоких отверстий малого диаметра по

## ИННОВАЦИИ В НАУКЕ: ПУТИ РАЗВИТИЯ

критерию максимальной производительности // Вестник Донского государственного технического университета. – 2003. – Т. 3. – № 1. – С. 57-65.

15. Заковоротный В.Л., Лукьянов А.Д., Панов Е.Ю., Потапенко П.Н. Особенности аттракторов формообразующих движений при сверлении глубоких отверстий малого диаметра // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки. 2001. – № 4. – С. 30-42.

16. Заковоротный В.Л., Панов Е.Ю., Потапенко П.Н. Свойства формообразующих движений при сверлении глубоких отверстий малого диаметра // Вестник Донского государственного технического университета. – 2001. – Т. 1. – № 2. – С. 81-93.

17. ZakovorotnyV.L., BordatchevE.V., SankarT.S. Variational formulation for optimal multi-cycle deep drilling of small holes. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME. – 1997. – Т. 119. – № 3. – С. 553-560.

18. Заковоротный В.Л., Санкар Т., Бордачев Е.В. Система оптимального управления процессом глубокого сверления отверстий малого диаметра // СТИН. – 1994. – № 12. – С. 22-25.

19. Туркин И.А., Семко И.А. Синергетический системный синтез управления динамикой сверления глубоких отверстий / В сборнике: Динамика технических систем Сборник трудов XII международной научно-технической конференции. – 2016. – С. 240-244.

20. Туркин И.А. Самоорганизация динамической системы резания на примере сверления глубоких отверстий. / И.А. Туркин, В.П. Лапшин // Междунар. науч. конф. «Системный синтез и прикладная синергетика»: сб. науч. тр. – Пятигорск: СКФУ, 2013.

21. Туркин И.А., Лапшин В.П., Каймакчи А.В., Московской В.С. Моделирование динамики продольных колебаний шпиндельного узла при сверлении // Современные тенденции развития науки и технологий. – 2017. – № 2-2. – С. 104-109.

22. Туркин И.А., Лапшин В.П., Каймакчи А.В., Московской В.С. Моделирование динамики угловых колебаний шпиндельного узла при сверлении // Современные тенденции развития науки и технологий. – 2017. – № 3-3. – С. 120-126.

23. Быкадор В.С. Влияние динамики на характеристики сверления глубоких отверстий // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки. – 2011. – № 2 (160). – С. 56-62.

24. Быкадор В.С. Влияние динамики процесса сверления на формирование погрешностей глубоких отверстий // Вестник Донского государственного технического университета. – 2010. – Т. 10. – № 8 (51). – С. 1207-1218.

## **ИННОВАЦИИ В НАУКЕ: ПУТИ РАЗВИТИЯ**

25. Ключев В.И. Теория электропривода. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 560 с.
26. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения. – М.: Гостехиздат, 1950.
27. Анпель П. Теоретическая механика. Т.2. – М.: Физматгиз, 1960. – 1960. – 487 с.
28. Заковоротный В.Л., Шаповалов В.В. Динамика транспортных трибосистем // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2005. – № 12. – С. 19-24.