УДК 621.952: 681.5.015

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СПЕЦСТАНКА ДЛЯ СВЕРЛЕНИЯ ГЛУБОКИХ ОТВЕРСТИЙ В ТРУБНЫХ ДОСКАХ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА ИЗ ТРУДНООБРАБАТЫВАЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ^{*}

Т.С. ОНОЙКО (Донской государственный технический университет), **П.П. ВЕРЕЩЕТИН** (Виргинский университет, США), **А.Д. ЛУКЬЯНОВ**

(Донской государственный технический университет)

Исследованы особенности построения математических моделей сверлильных станков, модернизированных для сверления глубоких отверстий. Рассмотрены математическая модель сверления, вопросы устойчивости и существования процесса сверления.

Ключевые слова: глубокое сверление, моделирование, динамика, сверлильные станки.

Введение. Одной из особенностей обработки трубных досок большого диаметра на радиальносверлильных спецстанках для сверления глубоких отверстий на основе станков типа «Чепель» является возникновение в процессе обработки автоколебаний системы СПИД в вертикальном направлении. Возникновение автоколебаний является следствием относительно малой жесткости как преобразующей системы станка, так и обрабатываемой заготовки [1]. Практика эксплуатации описанного станочного оборудования показала, что возникающие автоколебания, в зависимости от частоты и амплитуды, могут иметь и благотворное влияние на процесс обработки и негативное.

Цель исследования – повышение технологической надежности процесса сверления отверстий (в том числе, глубоких) в трубных досках большого диаметра из труднообрабатываемых материалов, а также в трубных досках из слоистых материалов на спецстанках, изготовленных на основе радиально-сверлильных станков «Чепель» с использованием твердосплавных сверл с внутренней подачей масляной СОЖ.

Поставленная цель может быть достигнута в результате решения комплекса объемных научных и технологических задач, составляющих содержание исследования:

– разработка динамической математической модели подсистемы инструмента спецстанка;

 – разработка динамической математической модели подсистемы заготовки и рабочего стола спецстанка;

 – разработка математической модели процесса сверления глубоких отверстий, учитывающей особенности сверления труднообрабатываемых материалов;

 построение объединенной динамической математической модели, включающей в себя вышеупомянутые модели;

 идентификация параметров математической модели по результатам экспериментальных исследований, проведенных при сверлении образцов трубных досок, а также по результатам непосредственных измерений и расчетов;

 – аналитическое и численное, с использованием методов имитационного моделирования, исследование динамических свойств объединенной модели. Определение возможности и условий возникновения автоколебаний в системе сверления;

 – разработка методов выбора режимов обработки для получения возможности управления автоколебательными режимами при глубоком сверлении труднообрабатываемых материалов.

^{*} Работа выполнена при поддержке ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» (ГК 14.740.11.1323)

В ходе исследования определены:

- возможность и условия возникновения автоколебаний в модели системы сверления;

– наблюдаемость и управляемость модели по управляющим воздействиям и параметрам системы управления;

– области устойчивости и области возникновения устойчивых автоколебаний в динамической системе сверления.

В исследовании представлено решение первой из поставленных задач – построение динамической математической модели станка для сверления глубоких отверстий.

Математическая модель преобразующей подсистемы спецстанка. Внешний вид радиально-сверлильного станка RF-51 «Чепель», на базе которого создан спецстанок для сверления глубоких отверстий, приведен на рис. 1. Станок состоит из колонны, траверсы, сверлильной бабки. На рабочем столе расположен обрабатываемый пакет перегородок пароконденсатора. Упрощенная кинематическая схема станка приведена на рис. 2.



Рис. 1. Внешний вид радиально-сверлильного станка RF-51 «Чепель»



Рис. 2. Кинематическая схема модели станка

Технические науки

Математическая модель, включающая в себя все кинематические подсистемы станка, получается достаточно объемной (станочная система имеет не менее 7 степеней свободы). Однако для анализа устойчивости системы и определения закономерностей возникновения автоколебаний, связанных с взаимовлиянием подсистем через процесс обработки, она может быть существенно упрощена. В частности, динамическими процессами в зацеплениях между червячной передачей и зубчатым колесом можно пренебречь без изменения качественного поведения системы, сведя их к эквивалентному моменту инерции J_{2e} . Также можно пренебречь динамическими процессами в редукторе между приводом главного движения и шпинделем, рассматривая редуктор как идеальное усилительное звено. Подсистему закрепления сверлильной бабки на траверсе можно заменить эквивалентной упруго-диссипативной системой, учитывая изменение плеча рычага переменными коэффициентами. Преобразованная эквивалентная кинематическая схема спецстанка показана на рис. 3.



Рис. 3. Упрощенные кинематические схемы подсистемы привода главного движения (*a*) и подсистемы подачи (*б*)

Подсистема привода главного движения. Механическая подсистема вращения шпинделя характеризуется углом поворота вала двигателя α_1 и скоростью вращения ω_1 , вращательным моментом M_2 , приложенным к ротору, моментом инерции ротора электродвигателя и упругой полумуфты сочленения со шпинделем станка J_{2d} , коэффициентом диссипации в подшипниках двигателя h_{6f} , жесткостью и диссипацией в упругой муфте c_7 и h_7 , углом поворота шпинделя α_8 и скоростью его вращения ω_8 , моментом инерции шпинделя станка J_8 , коэффициентом диссипациентом диссипации в подшипниках шпинделя h_{8f} и моментом сопротивления вращению, формируемому процессом резания M_8 . Система уравнений, описывающая вращение шпинделя, имеет вид:

$$\left| \frac{d\alpha_1}{dt} = \omega_1, \\
\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{1}{J_{2d}} \left[M_2 - c_2 \left(\alpha_1 - \alpha_2 \right) - h_2 \left(\omega_1 - \omega_2 \right) - h_{4f} \omega_1 \right], \\
\frac{d\alpha_2}{dt} = \omega_2, \\
\frac{d\omega_8}{dt} = \frac{1}{J_{2e}} \left[c_2 \left(\alpha_1 - \alpha_2 \right) + h_2 \left(\omega_1 - \omega_2 \right) - h_{2f} \omega_2 - M_p \right].$$
(1)

Подсистема сервопривода. Упруго-диссипативная подсистема с коэффициентами жесткости c_1 и диссипации h_1 обеспечивает передачу усилия от сервопривода на шпиндель, обеспечивая его поступательное перемещение. Принятые обозначения: h_{1f} – коэффициент диссипации в подшипниках; x_1 – координата подвижной части сервопривода; v_1 – скорость; x_2 – координата поступательного перемещения шпинделя; v_2 – скорость; m_{1d} – эквивалентная масса подвижной части сервопривода; m_{1e} – эквивалентная масса подвижной части шпинделя; F_1 – усилие, действующее на сервопривода со стороны серводвигателя [2]; F_z – усилие, действующее на шпиндель со стороны процесса обработки. Влияние траверсы учитывается коэффициентами жесткости и диссипации c_3 и h_3 и эквивалентной массой m_{1t} . Демпфирующий коэффициент h_{3f} учитывает потерю энергии в пластинчатой пружине в подсистеме подвеса шпинделя.

Уравнения динамики подсистемы имеют вид:

()

$$\frac{dx_{1}}{dt} = v_{1},$$

$$\frac{dv_{1}}{dt} = \frac{1}{m_{1d}} \Big[F_{1} - c_{1} (x_{1} - x_{2}) - h_{1} (v_{1} - v_{2}) - h_{1f} v_{1} \Big],$$

$$\frac{dx_{2}}{dt} = v_{2},$$

$$\frac{dv_{2}}{dt} = \frac{1}{m_{1e}} \Big[c_{1} (x_{1} - x_{2}) + h_{1} (v_{1} - v_{2}) - h_{1f} (v_{2} - v_{3}) - F_{z} \Big],$$

$$\frac{dx_{3}}{dt} = v_{3},$$

$$\frac{dv_{3}}{dt} = \frac{1}{m_{1e}} \Big[-c_{3} (x_{3} - x_{2}) - h_{3} (v_{3} - v_{2}) + h_{1f} (v_{2} - v_{3}) \Big].$$
(2)

Моделирование процесса резания. Процесс резания выступает нелинейным элементом, объединяющим подсистемы сверлильного станка. Поэтому построение корректной модели процесса сверления является принципиально важным для достижения поставленной цели исследования.

Сила резания в первом приближении может быть описана [3] выражением:

$$|F_{\rm p}| = \rho t_{\rm p} S_{\rm of}$$
 ,

где ρ – коэффициент резания; $t_{\rm p}$ – ширина срезаемого слоя; $S_{\rm of}$ – оборотная подача.

Осевая составляющая силы резания в этом случае составляет $F_z = \lambda_z \rho t_p S_{ob}$, момент сопротивления вращению $M_p = \lambda_\tau \rho t_p S_{ob} r$, где r – радиус сверла. Учитывая, что для спиральных сверл $t_p = r$, имеем:

$$F_z = \lambda_z \rho S_{00} r, \quad M_p = \lambda_\tau \rho S_{00} r^2.$$
(3)

При равномерном сверлении S_{o6} определяется отношением скорости вертикальной подачи к частоте вращения сверла (в единицах СИ):

$$S_{\rm of} = \frac{\pi v_5}{180\omega_8},\tag{4}$$

т. е. зависимость оборотной подачи от скорости подачи и частоты вращения формирует нелинейную связь между подсистемами станка через силовые характеристики процесса резания:

$$M_{\rm p} = \lambda_{\rm \tau} \rho \frac{\pi v_2}{180\omega_2} r^2, \quad F_z = \lambda_z \rho \frac{\pi v_2}{180\omega_2} r.$$
 (5)

Технические науки

Для понимания процессов, приводящих к заклиниванию при глубоком сверлении, принципиальное значение имеет взаимовлияние приводов [4, 5]. При этом можно пренебречь подсистемой траверсы и промежуточных упругих соединений, сосредоточившись на подсистемах приводов:

$$\begin{bmatrix}
\frac{d\omega_{2}}{dt} = \frac{1}{J_{2e}} \begin{bmatrix}
M_{1} - h_{2f}\omega_{2} - \lambda_{\tau}\rho \frac{\pi v_{2}}{180\omega_{2}}r^{2} \\
\frac{dv_{2}}{dt} = \frac{1}{m_{1e}} \begin{bmatrix}
F_{2} - h_{1}v_{2} - \lambda_{z}\rho \frac{\pi v_{2}}{180\omega_{2}}r \\
\frac{d\omega_{2}}{dt} = \frac{1}{J_{2e}} \begin{bmatrix}
M_{1} - h_{2f}\omega_{2} - k_{1}\frac{v_{2}}{\omega_{2}} \\
\frac{dv_{2}}{dt} = \frac{1}{m_{1e}} \begin{bmatrix}
F_{2} - h_{1}v_{2} - k_{2}\frac{v_{2}}{\omega_{2}} \\
\frac{dv_{2}}{dt} = \frac{1}{m_{1e}} \begin{bmatrix}
F_{2} - h_{1}v_{2} - k_{2}\frac{v_{2}}{\omega_{2}} \\
\end{bmatrix}.$$
(6)

В самом простом случае практический интерес представляет анализ области существования стационарных положительных значений скорости подачи и скорости вращения шпинделя в зависимости от сил, приложенных со стороны приводов. Для этого уравнение статики для системы (7) необходимо разрешить относительно координат состояния. После очевидных преобразований и подстановок получаем уравнение для скорости главного движения:

$$h_1 h_{2f} \omega_2^2 + \left(h_{2f} k_2 - h_1 M_1 \right) \omega_2 + k_1 F_2 - k_2 M_1 = 0 , \qquad (8)$$

$$\omega_{2}^{(1,2)} = -\frac{1}{2} \left(\frac{k_{2}}{h_{1}} - \frac{M_{1}}{h_{2f}} \right) \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{k_{2}}{h_{1}} - \frac{M_{1}}{h_{2f}} \right)^{2} - 4 \frac{k_{1}F_{2} - k_{2}M_{1}}{h_{1}h_{2f}}} .$$
(9)

Необходимым условием существования сверления является неотрицательность дискриминанта. Это позволяет определить возможные значения скорости вращения в зависимости от сил, прикладываемых со стороны привода:

$$\left(\frac{k_2}{h_1} - \frac{M_1}{h_{2f}}\right)^2 - 4\frac{k_1F_2}{h_1h_{2f}} \ge 0.$$
(10)



и частота вращения привода главного движения [действительные корни уравнения (9)] (б)

Значение $M_1^B \approx 0,7353$ крутящего момента на приводе главного движения соответствует (при данной осевой нагрузке на сверло) бифуркационному значению, при котором сверление становится возможным. Диаграммы стационарных точек – зависимость скорости вращения шпинделя от M_1 и F_2 приведены на рис. 5.



Рис. 5. Зависимость скорости вращения шпинделя [уравнение (9)] от $\,M_{_1}\,$ и $\,F_{_2}\,$

Следующий вопрос, который должен быть исследован – устойчивость стационарных точек. Линеаризуя (7) в стационарных точках для значений M_1^* и F_2^* , получаем системную матрицу:

$$A = \begin{pmatrix} \frac{1}{J_{2e}} \left(-h_{2f} + \frac{k_{1}v_{2}^{*}}{\left(\omega_{2}^{*}\right)^{2}} \right) & -\frac{k_{1}}{J_{2e}\omega_{2}^{*}} \\ \frac{k_{2}v_{2}^{*}}{m_{1e}\left(\omega_{2}^{*}\right)^{2}} & \frac{1}{m_{1e}} \left(-h_{1} - \frac{k_{2}}{\omega_{2}^{*}} \right) \end{pmatrix}.$$
 (11)

Для значений силовых воздействий $M_1^* = 0,76$ H·м и $F_2^* = 3000$ H определяем стационарные частоты вращения $\omega_2^{(1)} = 0,4145$ и $\omega_2^{(2)} = 0,7174$, скорости $v_2^{(1)} = 0,0101$ и $v_2^{(2)} = 0,0102$ и, таким образом, получаем явный вид системных матриц:

$$A^{(1)} = \begin{pmatrix} 21,9 & 2090\\ 1,5 & -3145 \end{pmatrix}, \quad A^{(2)} = \begin{pmatrix} -12,0 & 1208\\ 0,5 & -3048 \end{pmatrix}.$$
 (12)

Матрица $A^{(1)}$ имеет собственные числа $\lambda_1^{(1)} = 22,8$ и $\lambda_2^{(1)} = -3146$ и соответствует неустойчивому положению равновесия (нижняя ветвь на рис. 4,*б*), матрица $A^{(2)}$ имеет собственные числа $\lambda_1^{(2)} = -11,8$ и $\lambda_2^{(2)} = -3049$ и соответствует устойчивому положению равновесия (верхняя ветвь на рис. 4,*б*).

Фазовая траектория нелинейной системы сверления, полученная численным моделированием и подтверждающая приведенные выше рассуждения и выкладки, показана на рис. 6.



Рис. 6. Фазовый портрет системы сверления для $M_1^* = 2,75$ H·м, $F_2^* = 500$ H и координатами $\{\omega_2, \nu_2\}$ (рад/с, мм/с) устойчивой {3,31; 1,4} и неустойчивой {0,28; 0,6} точек соответственно

Заключение. Изложена процедура построения математической модели спецстанка для сверления глубоких отверстий в труднообрабатываемых и гетерогенных материалах. В ходе проведения работ были получены следующие результаты:

 получена упрощенная математическая модель динамики сверления на спецстанке для сверления глубоких отверстий;

 при анализе модели определены условия возможности сверления (существование и величина бифуркационного параметра) в зависимости от характеристик преобразующей системы спецстанка и силовых воздействий приводов подачи и главного движения;

 построены области существования сверления в зависимости от силовых воздействий приводов подачи и главного движения;

 проведено имитационное моделирование и получен пример фазового портрета, подтверждающего правильность проведенных аналитических вычислений.

Библиографический список

1. Заковоротный В.Л. Синергетический системный синтез управления динамикой металлорежущих станков с учетом эволюции связей / В.Л. Заковоротный [и др.]. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2008. – 324 с.

2. Лукьянов А.Д. Математические модели систем частотного управления электроприводом: монография / А.Д. Лукьянов, И.А. Семко, А.В. Чубукин. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2011. – 174 с.

3. Грановский Г.И. Резание металлов / Г.И. Грановский, В.Г. Грановский. – М.: Высш. шк., 1985. – 304 с.

4. Заковоротный В.Л. Перестройка динамической системы, взаимодействующей с процессом резания, в ходе ее эволюции / В.Л. Заковоротный, Тунг Фам Динь // Изв. ЮФУ. Техн. науки. Тем. вып. «Системный синтез и прикладная синергетика». – 2011. – С.41–49.

5. Заковоротный В.Л. Моделирование и идентификация инерционных и диссипативных свойств подсистем режущего инструмента и заготовки при точении / В.Л. Заковоротный, Тунг Фам Динь, Тьем Нгуен Суан // Вестн. Донск. гос. техн. ун-та. – 2010. – Т.10, № 8. – С. 1165–1179.

Материал поступил в редакцию 27.10.2011.

References

1. Zakovorotny`j V.L. Sinergeticheskij sistemny`j sintez upravleniya dinamikoj metallorezhushhix stankov s uchyotom e`volyucii svyazej / V.L. Zakovorotny`j [i dr.]. – Rostov n/D: Izdatel`skij centr DGTU, 2008. – 324 s. – In Russian.

2. Luk`yanov A.D. Matematicheskie modeli sistem chastotnogo upravleniya e`lektroprivodom: monografiya / A.D. Luk`yanov, I.A. Semko, A.V. Chubukin. – Rostov n/D: Izdatel`skij centr DGTU, 2011. – 174 s. – In Russian.

3. Granovskij G.I. Rezanie metallov / G.I. Granovskij, V.G. Granovskij. – M.: Vy`ssh. shk., 1985. – 304 s. – In Russian.

4. Zakovorotny`j V.L. Perestrojka dinamicheskoj sistemy`, vzaimodejstvuyushhej s processom rezaniya, v xode eyo e`volyucii / V.L. Zakovorotny`j, Fam Din` Tung // Izv. YuFU. Texn. nauki. Tem. vy`p. «Sistemny`j sintez i prikladnaya sinergetika». – 2011. – S. 41–49. – In Russian.

5. Zakovorotny`j V.L. Modelirovanie i identifikaciya inercionny`x i dissipativny`x svojstv podsistem rezhushhego instrumenta i zagotovki pri tochenii / V.L. Zakovorotny`j, Fam Din` Tung, Nguen Suan T`em // Vestn. Donsk. gos. texn. un-ta. – 2010. – T. 10, # 8. – S. 1165–1179. – In Russian.

DYNAMIC MODEL OF DEEP HOLE DRILLING SPECIAL TOOL FOR HARD MATERIALS LARGE DIAMETER TUBE PLATE TREATING

T.S. ONOYKO
(Don State Technical University),
P.P. VERESHCHETIN
(University of Virginia, USA),
A.D. LUKYANOV
(Don State Technical University)

Features of the mathematical modeling of drilling tools modernized for drilling deep holes are studied. A mathematical model of drilling, questions of stability, and existence of the drilling process are considered. **Keywords:** deep drilling, modeling, dynamics, drill tools.