

УДК 621.01

ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ СТЕБЛЯ РУЖЕЙНОГО СВЕРЛА С ПОДВИЖНОЙ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ ОПОРОЙ

С.В.Балакин¹⁾, А.М.Гуськов¹⁾, Г.Я. Пановко²⁾

Ружейное сверление является одним из основных технологических процессов получения глубоких отверстий во многих областях машиностроения. Получение сегментированной стружки является необходимым условием при обработке глубоких отверстий с высокой производительностью в труднообрабатываемых материалах [5]. При применении ружейного сверления использование осевых вибраторов, установленных в зоне крепления инструмента, оказывается неэффективным, так как сверло имеет большую осевую податливость, связанную с малой изгибной жесткостью стебля инструмента. В данной работе рассматривается возможность создания и поддержания режимов вибрационного сверления, описанного в работах [1, 3, 4, 6, 9], с помощью промежуточной вибрирующей опоры [7] (рис. 1).

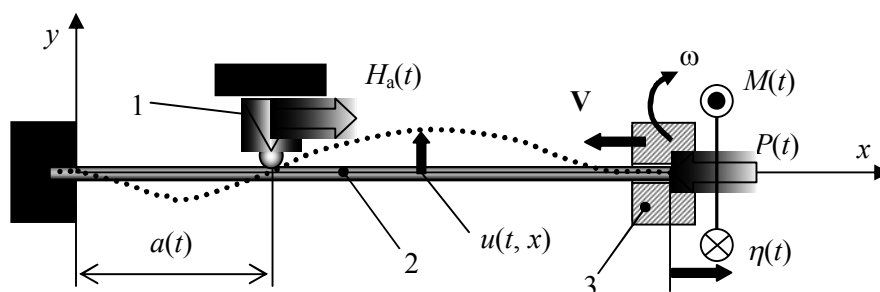


Рис. 1. Принципиальная схема глубокого сверления с управляемой опорой (1). (2) – сверло, (3) – деталь, V - скорость подачи детали, ω - угловая скорость вращения детали.

Модель колебаний стебля ружейного сверла строится на основе линейных уравнений пространственных параметрических колебаний стержней. Рассматривается установившееся движение инструмента. В качестве периодически изменяющихся параметров системы выступают как осевая сила $P(t)$ и крутящий момент резания $M(t)$, так и положение промежуточной опоры, задаваемого законом $a(t) = a_0 + A \cdot \sin(\omega \cdot t)$. Функция $P(t)$ в случае прерывистого резания может быть представлена в виде:

$$P(t) = P_0 \cdot (\sin(\omega \cdot t) + \beta) \cdot H(\sin(\omega \cdot t) + \beta), \beta \in [0, 0.75] \quad (1)$$

где $H(x)$ – функция Хевисайда, а крутящий момент $M(t)$ пропорционален осевой силе

$$M(t) = P(t) \cdot R \cdot \gamma, \quad (2)$$

где $\gamma \approx 0.5$ - коэффициент, зависящий от геометрии режущей кромки; R - радиус отверстия.

Уравнения поперечных колебаний стебля в связанной системе координат в безразмерной форме представляют собой систему двух уравнений

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \tilde{u}_2}{\partial \tau^2} - \delta^2 \frac{\partial^4 \tilde{u}_2}{\partial \tau^2 \partial \zeta^2} + \frac{1}{\Omega^2} \frac{\partial^4 \tilde{u}_2}{\partial \zeta^4} + \frac{1}{\Omega^2} M(\tau) \frac{\partial^3 \tilde{u}_3}{\partial \zeta^3} + \frac{1}{\Omega^2} P(\tau) \frac{\partial^2 \tilde{u}_2}{\partial \zeta^2} &= \frac{1}{\delta \cdot \Omega^2} \tilde{R}_2 \cdot \Delta(\zeta - a(\tau)) \\ \frac{\partial^2 \tilde{u}_3}{\partial \tau^2} - \beta \delta^2 \frac{\partial^4 \tilde{u}_3}{\partial \tau^2 \partial \zeta^2} + \beta \frac{1}{\Omega^2} \frac{\partial^4 \tilde{u}_3}{\partial \zeta^4} - \frac{1}{\Omega^2} M(\tau) \frac{\partial^3 \tilde{u}_2}{\partial \zeta^3} + \frac{1}{\Omega^2} P(\tau) \frac{\partial^2 \tilde{u}_3}{\partial \zeta^2} &= \frac{1}{\delta \cdot \Omega^2} \tilde{R}_3 \cdot \Delta(\zeta - a(\tau)) \end{aligned} \quad (3)$$

где \tilde{u}_i - безразмерный прогиб; τ - безразмерное время; ζ - безразмерная координата вдоль оси стержня; δ - величина, характеризующая отношение прогибов к длине стержня; β - отношение моментов инерции сечения в двух взаимно перпендикулярных плоскостях; Ω - безразмерная частота; \tilde{R}_i - безразмерная реакция в промежуточной опоре; $\Delta(x)$ - функция Дирака. Особенность задачи является несимметричность поперечного сечения (рис. 2 а) и своеобразные краевые условия в зоне резания (рис. 2 б) и на промежуточной опоре (рис. 2 в). При изменении положения промежуточной опоры и сил резания, уравнения (3) описывают линейные параметрические колебания. Попадание в области динамической неустойчивости обеспечивает параметрическое самовозбуждение осевых вибраций режущих кромок, что позволяет получить надежное дробление стружки, необходимое для эвакуации стружки из зоны резания без дополнительного вывода инструмента.

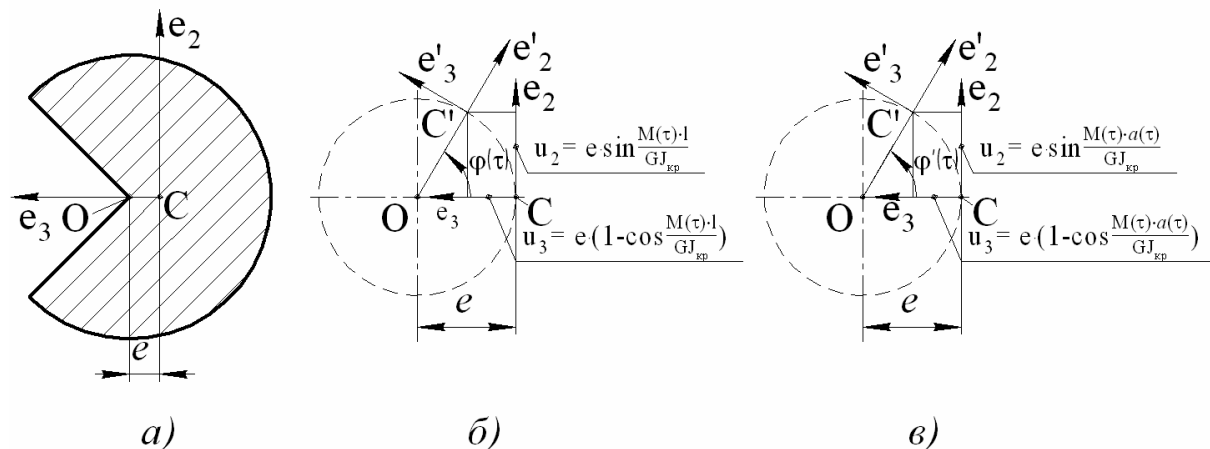


Рис. 2. Граничные условия задачи: а) – поперечное сечение стержня; б) – граничные условия на правом торце стержня; в) – граничные условия в промежуточной опоре.

Для проведения расчетов задача формулируется в виде системы интегральных уравнений Фредгольма II рода равносильной соответствующей системе дифференциальных уравнений малых колебаний стержней согласно работе [7]. Дискретизация интегральных уравнений была выполнена с помощью метода конечных сумм, что позволило получить систему обыкновенных дифференциальных уравнений вида:

$$M[a(\tau)] \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \frac{1}{\Omega^2} C[a(\tau)] \cdot \mathbf{q} = \frac{1}{\Omega^2} \mathbf{B}(\tau) \quad (4)$$

в которую функция положения опоры $a(\tau)$ входит наиболее естественным образом. В уравнении (4) \mathbf{q} – вектор перемещений точек стержня, выбранных в качестве узловых при дискретизации системы интегральных уравнений; \mathbf{M} – матрица масс; \mathbf{C} – матрица

жесткости; \mathbf{B} – матрица, возникающая в результате учета неоднородных граничных условий в опоре и на правом торце стержня (рис. 2).

Однородная часть уравнения (4) позволяет исследовать зависимость собственных частот от положения промежуточной опоры (рис.3). Первые две собственные частоты имеют максимум при $a_0 = 0.5$. Остальные частоты могут иметь экстремумы обоих видов: минимумы и максимумы. Начиная с третьей собственной частоты, наблюдается чередование экстремумов при изменении положения промежуточной опоры. Также возможен случай, когда частоты, соответствующие собственным формам в плоскостях с различными изгибными жесткостями поперечного сечения стержня, меняют порядковые номера, если нумеровать собственные частоты в порядке возрастания (например, частоты p_4 и p_5).

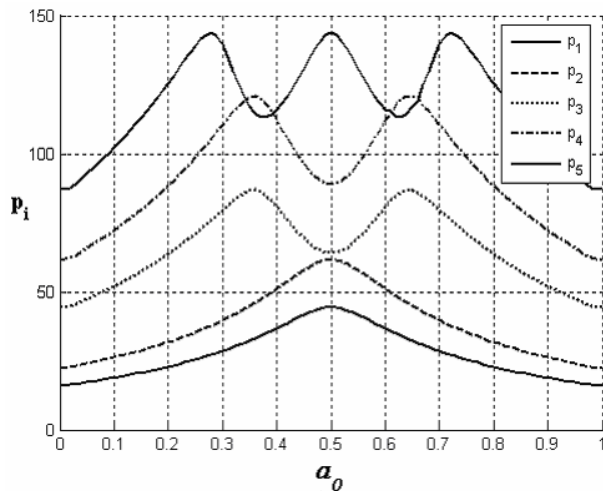


Рис. 3. Зависимость собственных частот стержня от положения опоры ($\beta = 0.52$, $\delta = 0.002$)

Была исследована устойчивость полученной системы (4) в пространстве параметров P_0, Ω (рис. 4) и в пространстве параметров A, Ω (рис. 5). Значения параметров системы указаны на рисунках, где $2n$ и $2m$ - количество степеней свободы. Зона главного параметрического резонанса располагается вблизи удвоенной первой частоты. Но так как в нашем случае рассматриваются колебания стержня в двух взаимно перпендикулярных плоскостях с различными изгибными жесткостями, то мы можем констатировать существование двух

достаточно широких зон параметрического резонанса вблизи удвоенных первой и второй собственных частот системы (рис. 4).

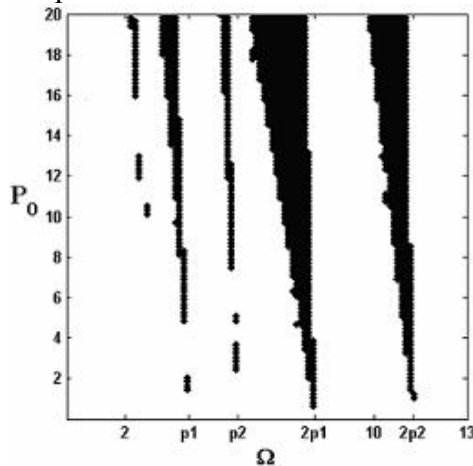


Рис. 4. Диаграмма неустойчивости

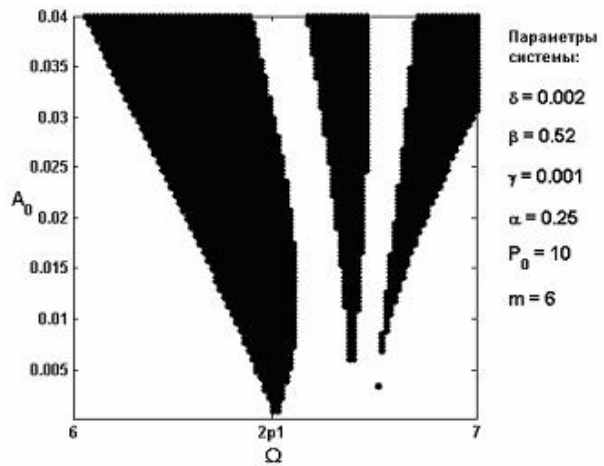


Рис. 5. Диаграмма неустойчивости

Полученная математическая модель параметрических колебаний стебля ружейного сверла имеет как самостоятельное значение для исследования устойчивости рассматриваемой системы, так и может быть дополнена уравнениями образования новых поверхностей с запаздыванием согласно работе [2], которая позволит исследовать нестационарные режимы резания с учетом входа и выхода режущих кромок инструмента.

Литература

1. Воронов С.А., Гуськов А.М., Исследование нелинейных пространственных колебаний инструмента для глубокого сверления. – Проблемы прикладной механики, динамики и прочности: Сб. статей // Под ред. В.А. Светлицкого, О.С. Нарайкина. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – С. 90-113.
2. Гуськов А.М. Нелинейная динамика вибрационного сверления. Роль уравнений образования новых поверхностей // 4 – ый Международный конгресс "Конструкторско – Технологическая Информатика". МГТУ – СТАНКИН., 2000 г. с. 123-130
3. Гуськов А.М., Воронов С.А., Никитин А.С.. Стохастические режимы в технологических задачах обработки резанием // Труды 2-ой Международной Научно-технической Конференции: Актуальные проблемы фундаментальных наук. – М.: 1994. – Т. 2. –С. В2- В5.
4. Гуськов А.М., Захаров В.В. Динамика вибрационного сверления с электромагнитным возбудителем // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение, 2007, 1, с. 51-56.
5. Подураев В.Н. Обработка резанием с вибрациями. – М.: Машиностроение, 1970, – 350 с.
6. Guskov, S. A. Batzer, S. A. Voronov. Modeling the vibratory Drilling Process // П Proceedings of the 1999 ASME Design Engineering Technical Conferences September 12–15, 1999, Las Vegas, Nevada DETC99/VIB-8024.
7. Gouskov A.M., Panovko G.Y., Voronov S.A., Sinha S.C.. Parametric Maintenance and Control of Vibration while Deep Hole Drilling // Proceeding of International Conference on Smart Machining Systems, NIST, Gaithersburg, USA, march 13-15, 2007.
8. G. Peigné, E. Kamnev, D. Brissaud, A. Gouskov. Self-excited drilling : a dimensionless parameter approach for guiding experiments // Proc. ImechE Vol. 219 Part B: J. Engineering Manufacture, pp. 73-85.
9. Voronov S.A., Gouskov A.M., Kvashnin A.S., Butcher E.A., Sinha S.C. Influence of torsional motion on the axial vibrations of a drilling tool / Journal of computational and nonlinear dynamics. Jan. 2007, V2/1, pp. 58-64.

¹⁾ *Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Россия, Москва*

²⁾ *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Россия, Москва*

Поступила: 10.10.08.