

ПРОКОПОВ
Владимир Сергеевич
руководитель направления
прочностного анализа
ООО НТЦ «АПМ»

Исследование динамического поведения многопильного станка с круговым поступательным движением дереворежущих полотен

В.С. Прокопов

Рассмотрена математическая модель, предназначенная для анализа принципиально нового класса деревообрабатывающего оборудования — многопильных станков с круговым поступательным движением дереворежущих полотен. Проведены численные исследования влияния конструктивных параметров на устойчивость режимов движения. Используются качественные методы исследования движения нелинейных систем, метод Флоке—Ляпунова.

Ключевые слова: лесопильное оборудование, деревообработка, многопильный станок, коленчатый станок, динамика, нелинейные колебания, параметрические колебания, резонансный режим.

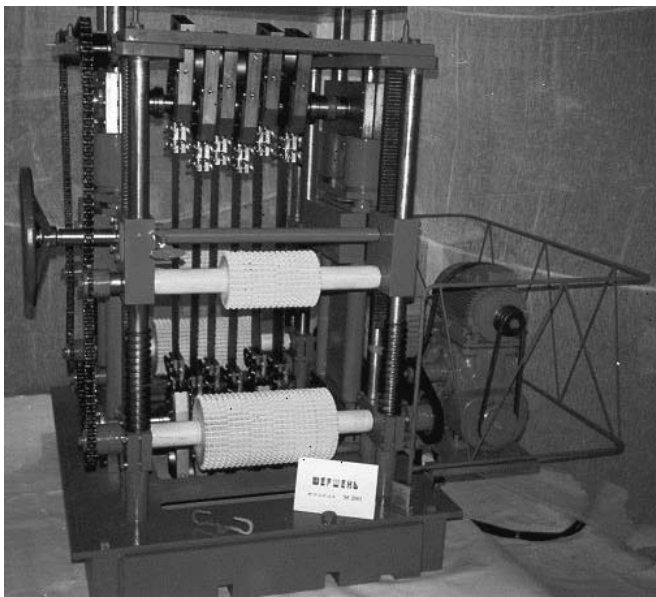
Mathematical model for essentially new log processing equipment — multipillar bench with circular translational motion of saw blades, is considered. Design variables influence on cutting mode motion stability is numerically analyzed using qualitative non-linear systems motion research methods and Lyapunov's method.

Keywords: log-processing equipment, woodworking, multipillar bench, dynamics, non-linear oscillations, parametric oscillations, resonant behavior.

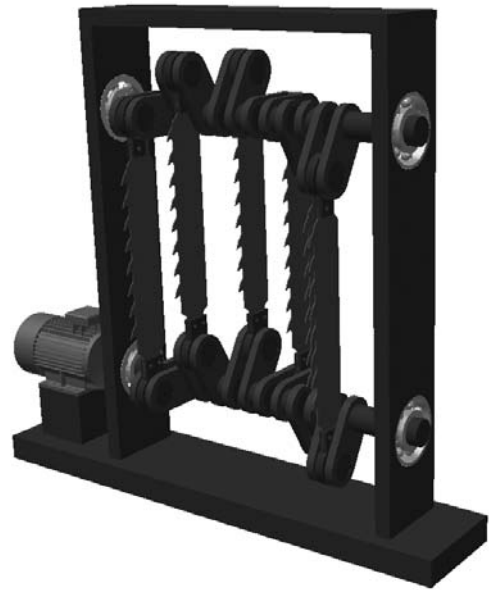
В свете решения актуальной задачи разработки новых технических решений в области создания деревообрабатывающих станков, сохраняющих преимущества и исключая недостатки существующего парка оборудования, предложен [6, 3] принципиально новый класс деревообрабатывающего оборудования — многопильный станок с круговым поступательным движением дереворежущих полотен (рис. 1).

Станок обладает высокими функциональными характеристиками, в числе которых улучшение качества обработанных поверхностей, снижение энергопотребления, повышенная мобильность оборудования, относительно малый вес и динамическая сбалансированность основных узлов. Особенностью данного оборудования является передача движения с ведущего на ведомый вал непосредственно через пильные полотна.

Все попытки создания аналогичного оборудования опытно-эмпирическим путем окончились неудачей [2, 7]. Во время тестовой эксплуатации опытно-промышленных образцов, как правило, возникали режимы работы, сопровождавшиеся поперечным изгибом и скручива-



a



б

Рис. 1. Многопильный станок с круговым поступательным движением дереворежущих полотен:

a — опытный образец многопильного станка «Шершень М2001» с круговым поступательным движением полосовых пильных полотен; *б* — принципиальная схема многопильного станка

нием полотен, что приводило к формированию криволинейных пропилов, излому зубьев, задиру обрабатываемых поверхностей, а в ряде случаев и к разрушению пильных полотен. Подобные режимы работы наблюдались как при распиловке древесины, так и на холостом ходу. Причины их возникновения объясняются сложным динамическим поведением системы, существенной нелинейностью ее отдельных элементов, появлением при определенных условиях как обычных, так и параметрических резонансов (конструкция, близкая по схеме исследуемой, рассматривается в работе В.И. Арнольда [1]). В доступной автору литературе не удалось (в силу новизны конструкции) найти приемлемую методику, позволяющую провести всестороннее исследование многопильного станка.

Устройство пильного модуля, состоящего из участков ведущего и ведомого валов с эксцентриками, подшипников, корпусных деталей, пильного полотна и упругих элементов крепления, представлено на рис. 2. Обозначения на схеме (рис. 2, б): L_0 — расстояние между осями валов; $L' = L_0 + \Delta L$ — расстояние между осями вращения корпусных деталей; e — эксцентриситет оси вращения корпусной детали; h — рас-

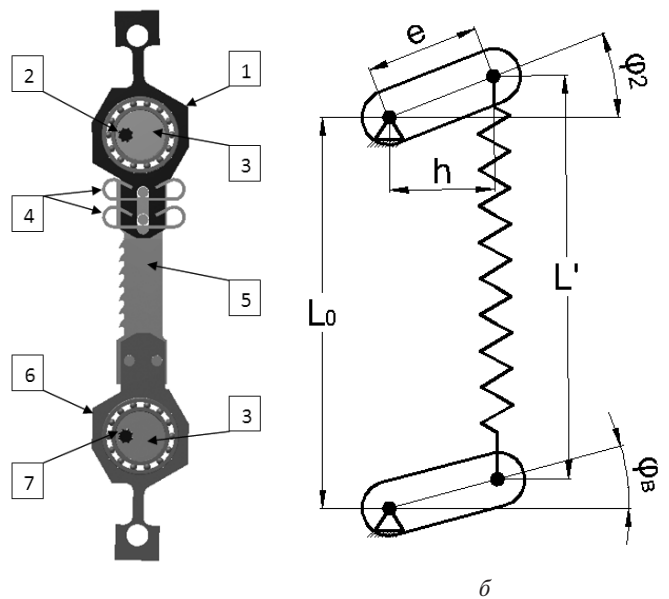


Рис. 2. Пильный модуль:

a — схема пильного модуля: 1 — верхняя корпусная деталь; 2 — верхний (ведомый) вал; 3 — эксцентрик; 4 — упругие элементы крепления пильного полотна; 5 — полосовое пильное полотно; 6 — нижняя корпусная деталь; 7 — нижний (ведущий) вал; *б* — расчетная схема пильного модуля

стояние от центра вращения верхнего вала до линии действия упругой силы, возникающей при деформировании приведенного упругого элемента на ΔL . Сбалансированность модуля

позволяет рассматривать упрощенную систему, заменяя пильное полотно с упругими элементами крепления на не обладающие массой упругие связи. Данная система имеет две степени свободы: $\varphi_B(t)$ — угол поворота нижнего (ведущего) вала и $\varphi_2 = \varphi_B(t) + \Delta\varphi$ — угол поворота верхнего (ведомого) вала. Изменение длины упругой связи, возникающее при взаимном повороте звеньев, рассчитывается по формуле

$$\Delta L(\Delta\varphi, \varphi_B(t)) = ((e(\cos(\varphi_B(t) + \Delta\varphi) - \cos(\varphi_B(t))))^2 + (L_0 + e(\sin(\varphi_B(t) + \Delta\varphi) - \sin(\varphi_B(t))))^2)^{1/2} - L_0. \quad (1)$$

Определим расстояние от центра вращения верхнего звена до линии действия упругой силы, возникающей при деформировании упругой связи на ΔL :

$$h(\Delta\varphi, \varphi_B(t)) = \frac{|e(L_0 \cos(\varphi_B(t) + \Delta\varphi) + \sqrt{2e^2 + L_0^2 - 2e^2 \cos(\Delta\varphi) + e \sin(\Delta\varphi)})|}{+2eL_0 \sin(\varphi_B(t)) + 2eL_0 \sin(\varphi_B(t) + \Delta\varphi)} \quad (2)$$

Уравнение движения пильного модуля для принятой расчетной схемы (рис. 2) имеет вид:

$$I\Delta\ddot{\varphi} + K\Delta L(\Delta\varphi, \varphi_B(t))h(\Delta\varphi, \varphi_B(t)) + \alpha\Delta\dot{\varphi} = 0, \quad (3)$$

где K — приведенная жесткость упругой связи (определяется как жесткость последовательно установленных пильного полотна и упругих элементов крепления, жесткость которых определяется численно [5]); I — момент инерции участка верхнего вала с эксцентриком; α — коэффициент демпфирования. В данной системе, обладающей сильной нелинейностью, могут возникать неустойчивые режимы движения. Для исследования устойчивости параметрических колебаний применим метод Флоке — Ляпунова [4, 8] к линеаризованной системе (4):

$$I\Delta\ddot{\varphi} + Ke^2\Delta\varphi\cos^2(\varphi_B(t)) + \alpha\Delta\dot{\varphi} = 0, \quad (4)$$

где $\varphi_B(t) = \omega_B t$ — угол поворота ведущего (нижнего) вала; ω_B — угловая скорость вращения ведущего вала. Диаграммы неустойчивости параметрических колебаний приведены на рис 3.

При увеличении скорости вращения ведущего звена (соответствует движению по горизонтали изображающей точки на диаграмме) будет происходить чередование устойчивых и неустойчивых режимов движения.

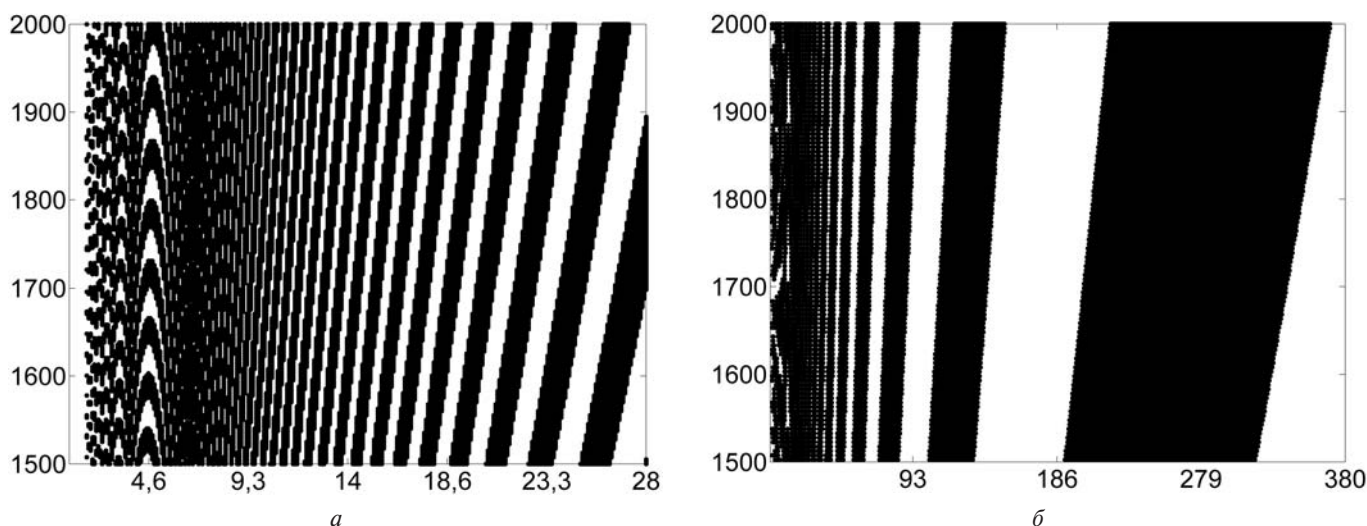


Рис. 3. Диаграммы неустойчивости параметрических колебаний, описываемых уравнением (4) в осях $\omega_B - \frac{Ke^2}{I}$:

$$a - \omega_B = [0,9...28] \frac{\text{об}}{\text{мин}}; \frac{Ke^2}{I} = [1500...2000] \frac{1}{\text{с}^2}; \quad b - \omega_B = [0,9...380] \frac{\text{об}}{\text{мин}}; \frac{Ke^2}{I} = [1500...2000] \frac{1}{\text{с}^2}$$

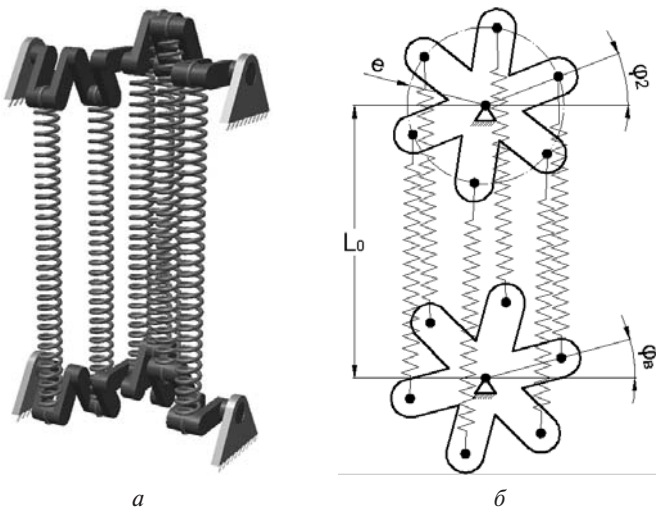


Рис. 4. Модель абсолютно жестких валов:

a — упрощенная схема пильного блока с шестью модулями; *b* — расчетная схема пильного блока

С учетом гипотезы об абсолютной жесткости валов уравнение для системы с шестью пильными модулями примет следующих вид:

$$\begin{aligned}
 & I_{\Sigma} \Delta \ddot{\phi} + K \Delta L(\Delta \varphi, \varphi_{\text{в}}(t)) h(\Delta \varphi, \varphi_{\text{в}}(t)) + \\
 & + K \Delta L(\Delta \varphi, \varphi_{\text{в}}(t) + \frac{\pi}{3}) h(\Delta \varphi, \varphi_{\text{в}}(t) + \frac{\pi}{3}) + \\
 & + K \Delta L(\Delta \varphi, \varphi_{\text{в}}(t) + \frac{2\pi}{3}) h(\Delta \varphi, \varphi_{\text{в}}(t) + \frac{2\pi}{3}) + \\
 & + K \Delta L(\Delta \varphi, \varphi_{\text{в}}(t) + \pi) h(\Delta \varphi, \varphi_{\text{в}}(t) + \pi) + \\
 & + K \Delta L(\Delta \varphi, \varphi_{\text{в}}(t) + \frac{4\pi}{3}) h(\Delta \varphi, \varphi_{\text{в}}(t) + \frac{4\pi}{3}) + \\
 & + K \Delta L(\Delta \varphi, \varphi_{\text{в}}(t) + \frac{5\pi}{3}) h(\Delta \varphi, \varphi_{\text{в}}(t) + \frac{5\pi}{3}) + \\
 & + \alpha \Delta \dot{\phi} = 0,
 \end{aligned} \tag{5}$$

где I_{Σ} — суммарный момент инерции верхнего (ведомого) вала с установленными эксцентриками; K — приведенная жесткость полотна и упругих элементов в пильном модуле.

Линеаризованное уравнение движения (6) системы (рис. 4) не содержит угла поворота ведущего звена и описывает колебания ведомого

звена по гармоническому закону с частотой

$$p_0 = \sqrt{\frac{3Ke^2}{I_{\Sigma}}}$$

$$I_{\Sigma} \Delta \ddot{\phi} + 3Ke^2 \Delta \varphi + \alpha \Delta \dot{\phi} = 0. \tag{6}$$

Дополнительный анализ нелинейного уравнения (5) методами отображений и спектрального анализа реализаций [4, 8] показывает, что для системы (рис. 4) характерны колебания на одной частоте p_0 , не зависящей от скорости вращения ведущего звена. Надо сказать, что наличие трех и более упругих связей между валами (при условии равномерного расположения эксцентриков на валах) приводит к исчезновению зависимости от угла поворота ведущего вала.

Использование полученных результатов на этапе проектирования дереворежущего оборудования нового типа позволит исключить возникновение резонансных режимов движения и обеспечит безопасную работу оборудования.

Список литературы

1. Арнольд В.И. Теория катастроф. 3-е изд., доп. М.: Наука, 1990. 128 с.
2. Авт. св-во 370026 СССР. МКИ В27В3/00. Лесопильная рама / Р.В. Дерягин, В.В. Зязин, В.И. Шишигин. № 1711986/29—33. Заявл. 09.11.71. Оpubл. 1973. Бюл. № 11.
3. Блохин М.А. Расчет и проектирование многопильного станка с круговым поступательным движением полосовых пильных полотен: Дис. ... канд. техн. наук. М., 2005. 151 с.
4. Бутенин Н.В., Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.Л. Введение в теорию нелинейных колебаний. М.: Наука, 1985. 385 с.
5. Гаврюшин С.С., Барышникова О.О., Борискин О.Ф. Численные методы в проектировании гибких упругих элементов. Калуга, 2001. 198 с.
6. Патент № 2131806 РФ, 6 В27 В 3/00. Пильный модуль, пильный блок и устройство для распиловки / М.А. Блохин. № 98106906/13. Заявл. 20.04.98. Оpubл. 20.06.99. Бюл. № 4.
7. Патент № 3929048 США, В27В 3/00. Многорядная пила с возвратно-поступательным движением полотна / John W. McGehee. № 522546. Заявл. 11.11.74; Оpubл. 30.12.75.
8. Старжинский В.М. Прикладные методы нелинейных колебаний. М.: Наука, 1977. 256 с.

Статья поступила в редакцию 14.12.2010 г.