

Численное исследование динамического поведения базового элемента и конструкции многопильного станка с круговым поступательным движением дереворежущих полотен

77-30569/234986

10, октябрь 2011

Гаврюшин С. С., Блохин М. А., Прокопов В. С.

УДК: №534.1:674.05

МГТУ им. Н. Э. Баумана

gss@rk9.bmstu.ru

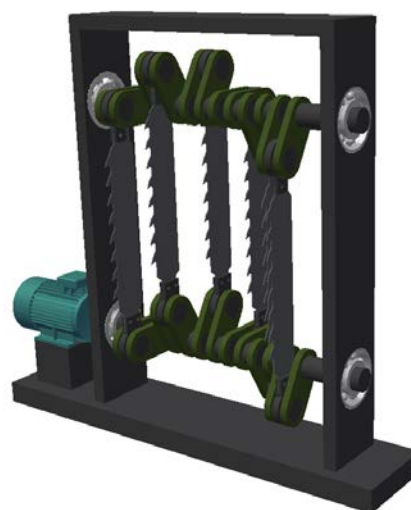
hornet10@yandex.ru

vladimir.prokopov@gmail.com

В свете решения актуальной задачи разработки новых технических решений в области создания деревообрабатывающих станков, сохраняющих преимущества и исключающих недостатки существующего парка оборудования предложен [1, 2] принципиально новый класс деревообрабатывающего оборудования – многопильный станок с круговым поступательным движением полосовых пильных полотен (Рис. 1).



а)



б)

Рис. 1 а) опытный образец многопильного станка «Шершень М2001» с круговым поступательным движением полосовых пильных полотен и б) принципиальная схема многопильного станка

Станок обладает высокими функциональными характеристиками, среди которых следует особо выделить: улучшение качества обработанных поверхностей, снижение энергопотребления; относительно малый вес и динамическую сбалансированность основных узлов; повышенную мобильность оборудования. 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 [3, 4]. Во время тестовой эксплуатации опытно-промышленных образцов, как правило, возникали режимы работы, сопровождавшиеся поперечным изгибом и скручиванием полотен, что приводило к формированию криволинейных пропилов, излому зубьев, задиру обрабатываемых поверхностей и, в ряде случаев, разрушению пильных полотен. Данные режимы наблюдались как при распиловке древесины, так и на холостом ходу. Причины возникновения подобных режимов объясняются сложным динамическим поведением системы, возможностью появления, при определенных условиях, как обычных, так и параметрических резонансов, а также существенной нелинейностью ее отдельных элементов (конструкция, близкая по схеме исследуемой, рассматривается в работах Зеемана Е.К. и Арнольда В.И. [5]). В доступной автору литературе, в силу новизны конструкции, не удалось найти приемлемую методику позволяющую провести всестороннее исследование данной задачи.

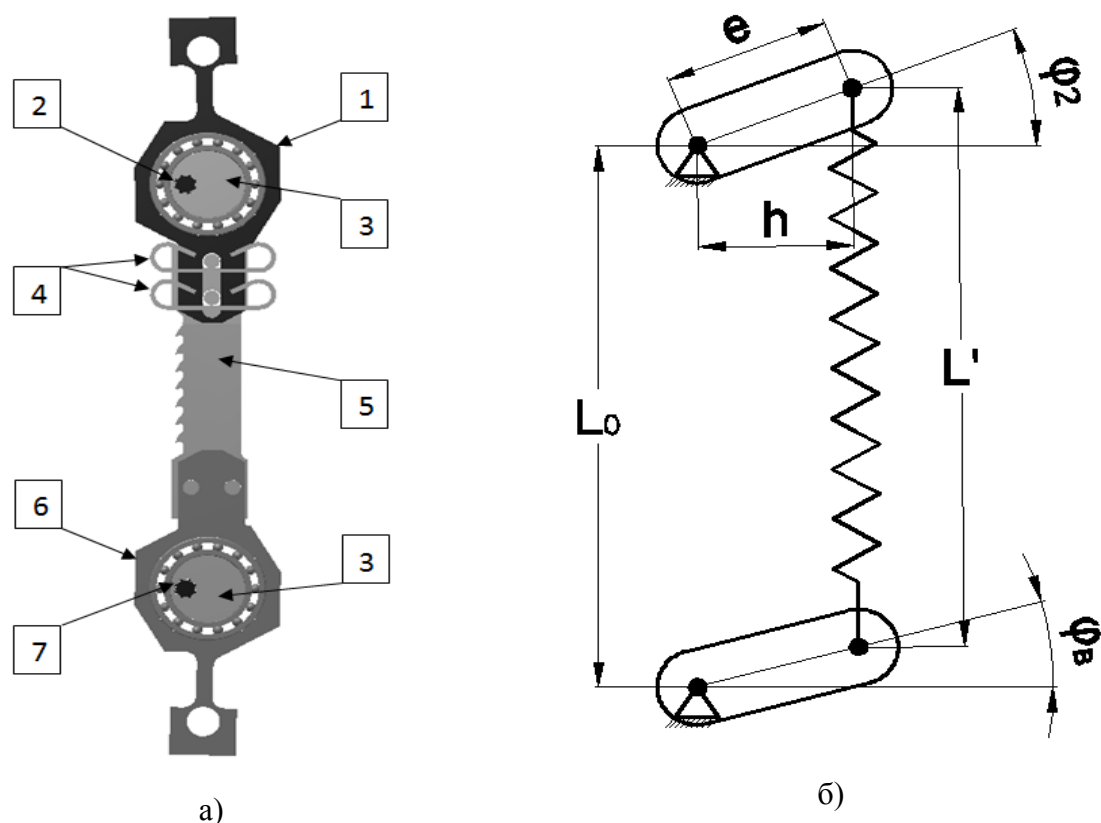


Рис. 2 а) схема пильного модуля: 1 – верхняя корпусная деталь, 2 – верхний (ведомый) вал, 3 – эксцентрик, 4 – упругие элементы крепления пильного полотна, 5 – полосовое пильное полотно, 6 – нижняя корпусная деталь, 7 – нижний (ведущий) вал; б) расчётная схема пильного модуля.

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: L_0 – расстояние между осями валов, $L' = L_0 + \Delta L$ – расстояние между осями вращения корпусных деталей, e – эксцентриситет оси вращения корпусной детали, h – расстояние от центра вращения верхнего вала до линии действия упругой силы, возникающей при деформировании приведённого упругого элемента на ΔL . Сбалансированность модуля позволяет рассматривать упрощённую систему, заменяя пильное полотно с упругими элементами крепления на не обладающие массой упругие связи. Данная система имеет две степени свободы: $\varphi_1(t)$ – угол поворота нижнего (ведущего) вала и $\varphi_2 = \varphi_1(t) + \Delta\varphi$ – угол поворота верхнего (ведомого) вала.

Изменение длины упругой связи, возникающее при взаимном повороте звеньев:

$$\Delta L(\varphi_1(t), \Delta\varphi) = \left(\left(e(\cos(\varphi_1(t) + \Delta\varphi) - \cos(\varphi_1(t))) \right)^2 + \right. \\ \left. + (L_0 + e(\sin(\varphi_1(t) + \Delta\varphi) - \sin(\varphi_1(t))))^2 \right)^{\frac{1}{2}} - L_0 \quad (1)$$

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

$$h(\varphi_1(t), \Delta\varphi) = \frac{|e(L_0 \cos(\varphi_1(t) + \Delta\varphi) + e \sin(\Delta\varphi))|}{\sqrt{2e^2 + L_0^2 - 2e^2 \cos(\Delta\varphi) + 2eL_0 \sin(\varphi_1(t)) + 2eL_0 \sin(\varphi_1(t) + \Delta\varphi)}} \quad (2)$$

Уравнение движения пильного модуля для принятой расчётной схемы (рис. 2):

$$I\ddot{\Delta\varphi} + K\Delta L(\Delta\varphi, \varphi_1)\dot{h}(\Delta\varphi, \varphi_1) + \alpha\dot{\Delta\varphi} = 0,$$

где K – приведённая жёсткость упругой связи (определяется как жёсткость последовательно установленных пильного полотна и упругих элементов крепления, жёсткость которых определяется численно [6]), 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 [7, 8] к линеаризованной системе (4).

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

где $\varphi_{\text{в}}(t) = \omega_{\text{в}}t$ – угол поворота ведущего (нижнего) вала, $\omega_{\text{в}}$ – угловая скорость вращения ведущего вала. Диаграммы неустойчивости параметрических колебаний приведены на рис 3.

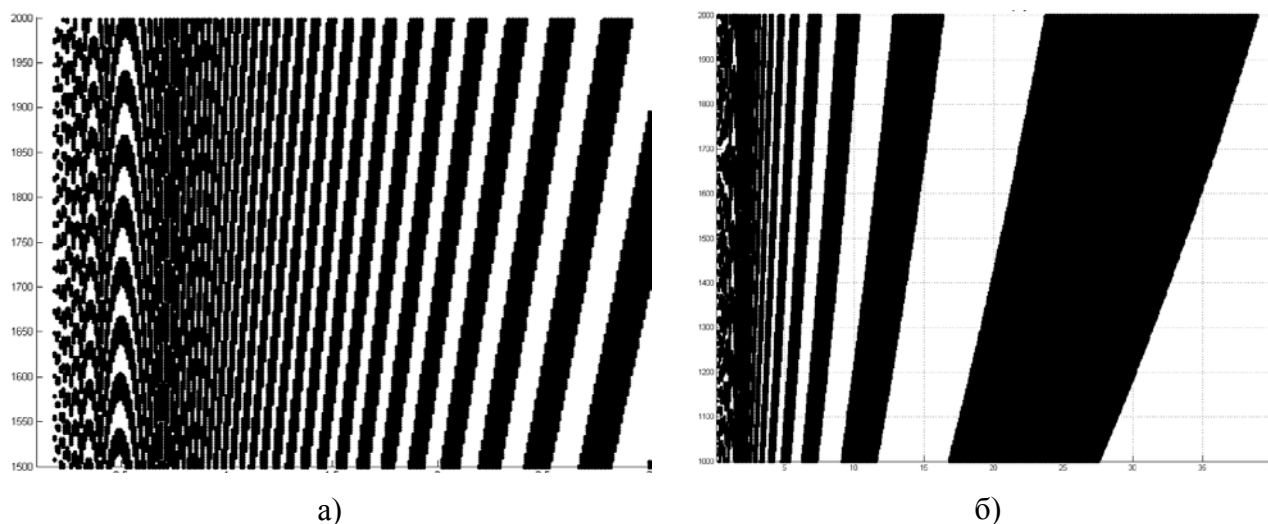


Рис. 3 Диаграммы неустойчивости параметрических колебаний, описываемых уравнением

(4) в осях $\omega_{\text{в}} - \frac{Ke^2}{I}$; а) $\omega_{\text{в}} = [0,9 \dots 28] \frac{\text{об.}}{\text{мин.}}, \frac{Ke^2}{I} = [1500 \dots 2000] \frac{1}{\text{с}^2}$

б) $\omega_{\text{в}} = [0,9 \dots 380] \frac{\text{об.}}{\text{мин.}}, \frac{Ke^2}{I} = [1500 \dots 2000] \frac{1}{\text{с}^2}$

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

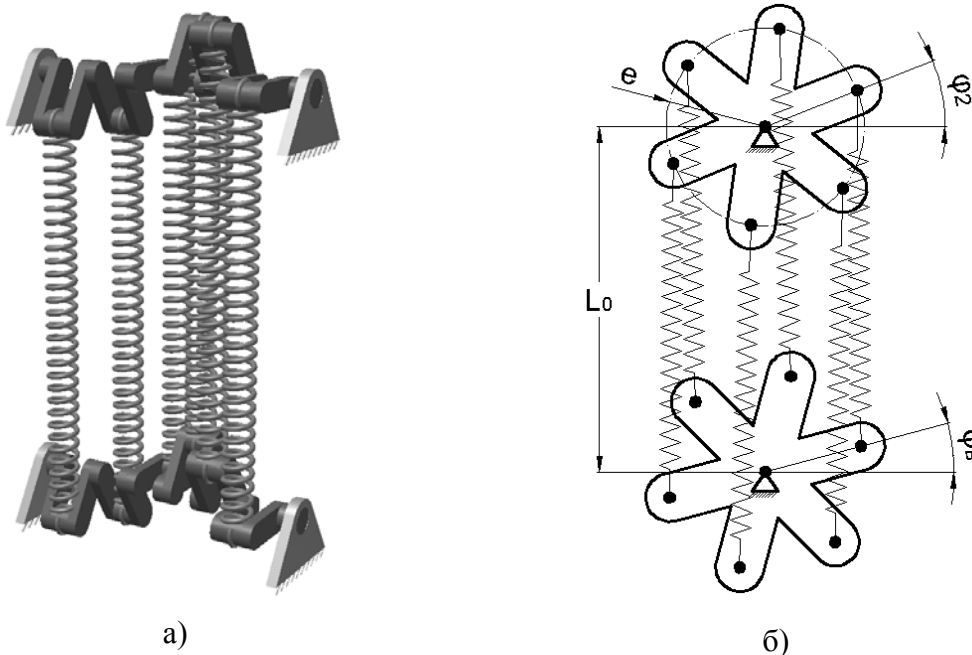


Рис. 4 а) упрощённая схема пильного блока с шестью модулями, б) расчётная схема пильного блока

С учётом гипотезы об абсолютной жёсткости валов уравнение движения для системы с шестью пильными модулями запишется в виде:

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

где I_{Σ} - суммарный момент инерции верхнего (ведомого) вала с установленными эксцентриками, K -

приведённая жёсткость 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 $p_0 = \sqrt{\frac{3Ke^2}{I}}$.

$$I_{\Sigma} \ddot{\Delta\varphi} + 3Ke^2 \Delta\varphi + \alpha \dot{\Delta\varphi} = 0 \quad (6)$$

Дополнительный анализ нелинейного уравнения (5) методами отображений и спектрального анализа реализаций [7, 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 3х и более упругих связей между валами (при условии равномерного углового расположения эксцентриков на валах) приводит к исчезновению зависимости от угла поворота ведущего вала. И в этом случае для системы с $N > 2$ связями можно записать выражение для частоты колебаний:

$$p_0 = \sqrt{\frac{NKe^2}{2I}} \quad (7)$$

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

Литература

1. Блохин М. А. Расчёт и проектирование многопильного станка с круговым поступательным движением полосовых пильных полотен: Дис. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук. Москва, 2005. 151 с.
2. 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
3. А.С. 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.
4. 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
5. Арнольд В. И. Теория катастроф. 3-е изд., доп. М.: Наука, 1990. 128 с.
6. Гаврюшин С. С., Барышникова О. О., Борискин О. Ф. Численные методы в проектировании гибких упругих элементов. Калуга 2001. 198 с.
7. Бутенин Н. В., Неймарк Ю. И., Фуфаев Н. Л. Введение в теорию нелинейных колебаний. М.: Наука, 1985. 385 с.
8. Старжинский В. М. Прикладные методы нелинейных колебаний. М.: Наука, 1977. 256 с.

Numerical investigation of execution behavior of the reference member and multirip bench with circular translating motion of saw blades

77-30569/234986

10, October 2011

Gavryushin S.S., Blohin M.A., Prokopov V.S.

Bauman Moscow State Technical University

gss@rk9.bmstu.ru

hornet10@yandex.ru

vladimir.prokopov@gmail.com

Dynamic behavior of essentially new log processing equipment – cranked multirip bench with circular translational movement of saw blades was researched. Mathematical models for core element of the bench (saw module) and for system as a whole were created. Motion stability of saw module is analyzed using Floquet-Lyapunov's method and qualitative research techniques are used for whole system's motion analysis. The author studied design factors influence on the core element behavior and system as a whole. The author discovered that though the core element (saw module) has nonlinear behavior and certain unstable modes, the system as a whole consisting of six core elements displays mostly linear behavior and is independent of neither the rotation angle nor the angular velocity of drive shaft. The results obtained in this work are included in the author's methodology for efficient design of essentially new log processing equipment.

Publications with keywords: [log-processing equipment](#), [woodworking](#), [multirip bench](#), [cranked machine](#), [non-linear oscillations](#), [motion stability](#)

Publications with words: [log-processing equipment](#), [woodworking](#), [multirip bench](#), [cranked machine](#), [non-linear oscillations](#), [motion stability](#)

Reference

1. Blokhin M. A., Cand.Sci.Tech. dissertation, Moscow, 2005, 151 p.
2. M.A. Blokhin, Patent №2131806 RF
3. R.V. Deriagin, V.V. Ziazin, V.I. Shishigin, A.S. 370026 SSSR,

4. John W. McGehee, Patent №3929048 SShA
5. Arnol'd V. I., Catastrophe theory, Moscow, Nauka, 1990, 128 p.
6. Gavriushin S. S., Baryshnikova O. O., Boriskin O. F., Numerical methods in the design of flexible elastic elements, Kaluga, 2001, 198 p.
7. Butenin N. V., Neimark Iu. I., Fufaev N. L., Introduction to the theory of nonlinear oscillations, Moscow, Nauka, 1985, 385 p.
8. Starzhinskii V. M., Applied methods of nonlinear oscillations, Moscow, Nauka, 1977, 256 p.