

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

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ЧИСЛЕННОГО АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОПИЛЬНОГО СТАНКА С КРУГОВЫМ ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ДЕРЕВОРЕЖУЩИХ ПОЛОТЕН

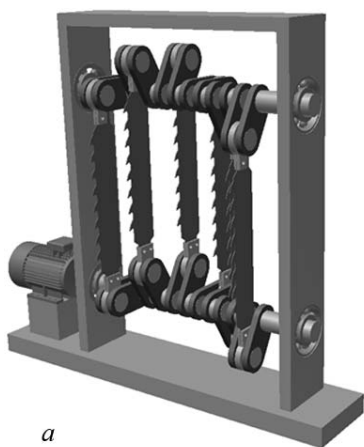
Рассмотрена комплексная математическая модель, предназначенная для анализа деревообрабатывающего оборудования принципиально нового класса – многопильных станков с круговым поступательным движением дереворежущих полотен. Проведены численные исследования влияния конструктивных и технологических параметров на функциональные характеристики оборудования. Предложена методика определения диапазона рациональных значений параметров для обеспечения безопасной и эффективной работы, основанная на декомпозиции механической системы с поэтапным расчетом основных узлов станка. Для исследования прочностных и динамических характеристик пильных модуля и блока используется метод конечных элементов, а для анализа движения пильных полотен – качественные методы исследования движения нелинейных систем.

**E-mail: gss@bmstu.ru; vladimir.prokopov@gmail.ru
hornet@istranet.ru**

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

Одной из актуальных задач для перехода к высокотехнологичной инновационной экономике является разработка в области создания деревообрабатывающих станков новых технических решений, сохраняющих преимущества и исключающих недостатки существующего парка оборудования. Для решения этой задачи предложено [1, 2] деревообрабатывающее оборудование принципиально нового класса – многопильный станок с круговым поступательным движением полосовых пильных полотен (рис. 1).

Простота и надежность конструкции предлагаемого станка позволяет обеспечить высокие функциональные характеристики, среди которых следует особо выделить: улучшение качества обработанных поверхностей, снижение энергопотребления; относительно малую массу и динамическую сбалансированность основных узлов; повышенную мобильность оборудования. Особенностью такого оборудования является передача движения с ведущего на ведомый вал непосредственно через пильные полотна, которые выполняют роль гибких связей и включены в состав пильных блоков. В состав блоков также входят эксцентрики, упругие элементы крепления и корпусные детали.



а



б

Рис. 1. Принципиальная схема (а) и опытный образец (б) многопильного станка “Шершень М2001” с круговым поступательным движением полосовых пильных полотен

Все попытки создания аналогичного оборудования опытно-эмпирическим путем окончились неудачей [3]. 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 к разрушению пильных полотен. Такие 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 к исследуемой, рассматривается в работах Е.К. Зеемана и В.И. Арнольда [4]).

Решение задачи синтеза конструкции невозможно без комплексного исследования динамического поведения системы с использованием приема декомпозиции конструкции и последующего анализа основных узлов и элементов станка в целях отстройки от нежелательных резонансных режимов.

В доступной авторам настоящей статьи литературе в силу новизны конструкции не удалось найти приемлемую методику, позволяющую провести всестороннее исследование данной задачи. Авторская методика предполагает использование приема декомпозиции конструкции, что позволит в простейшем случае свести проблему к двум основным задачам: рассмотрению поведения дереворежущих полотен и исследованию динамики системы двух валов, соединенных гибкими связями. Важно отметить, что дереворежущие полотна находятся в условиях

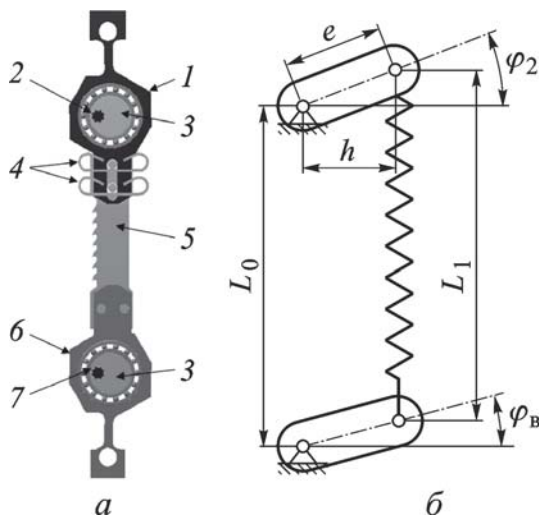


Рис. 2. Схема (а) и расчетная схема (б) пильного модуля:

1 и 6 — верхняя и нижняя корпусные детали, 2 и 7 — верхний (ведомый) и нижний (ведущий) валы, 3 — эксцентрик, 4 — упругие элементы крепления пильного полотна, 5 — полосовое пильное полотно

предварительного натяжения с эксцентриситетом, а также испытывают воздействие сил резания и сил инерции, возникающих вследствие вращения валов. При анализе поведения пильных полотен используются основные соотношения механики деформируемого твердого тела применительно к тонкостенным конструкциям [5, 6]. Численная реализация решений проводится методом конечных элементов [7–9]. Используемый подход позволяет максимально адекватно описать условия закрепления и нагружения рабочих органов, автоматизировать проведение расчетов и выполнить анализ результатов расчета для различных вариантов исполнения. В соответствии с используемой конструкторской классификацией, система двух вращающихся валов, соединенных гибкими связями, образует пильный блок. Описание движения пильного блока можно свести к исследованию системы нелинейных дифференциальных уравнений, для решения которых используются методы численного интегрирования по времени, спектральный анализ реализаций и качественные методы исследования нелинейных дифференциальных уравнений (отображение Пуанкаре и отображение сдвига) [10–12].

Введем следующие обозначения (рис. 2, б): $\varphi_B(t) = \omega_B t$ — угол поворота ведущего (нижнего) вала; ω_B — угловая скорость вращения ведущего вала, $\varphi_2 = \varphi_B(t) + \Delta\varphi$ — угол поворота ведомого вала; L_0 — расстояние между осями валов, $L' = L_0 + \Delta L$ — расстояние между осями вращения корпусных деталей при повороте ведомого вала относительно ведущего; e — эксцентриситет оси вращения корпусной детали. Запишем выражение для ΔL — изменения расстояния между

осями вращения корпусных деталей при взаимном повороте валов:

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

Расстояние h от центра вращения верхнего вала до линии действия упругой силы, возникающей при деформировании приведенного упругого элемента на ΔL , запишется как

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

Учитывая геометрические соотношения (1) и (2), уравнение движения пильного модуля для принятой расчетной схемы (рис. 2, б) можно представить в виде

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

где K — приведенная жесткость полотна и упругих элементов; I — момент инерции участка верхнего вала с эксцентриком; α — коэффициент демпфирования.

В случае колебаний с малой амплитудой уравнение движения преобразуется к виду

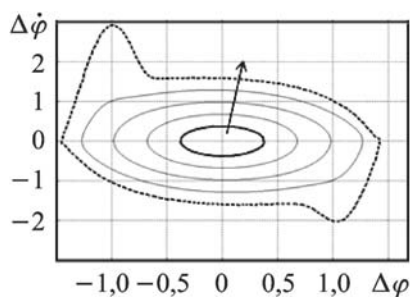
$$I\Delta\ddot{\varphi} + Ke^2\Delta\varphi \cos^2 \varphi_B + \alpha\Delta\dot{\varphi} = 0. \quad (4)$$

Частота малых собственных колебаний данной системы при фиксированном угловом положении ведущего вала φ_B составляет $p_0(\varphi_B) = \sqrt{\frac{Ke^2 \cos^2 \varphi_B}{I}}$. В этой системе есть особые точки (угловое положение ведущего вала, равное $+\frac{\pi}{2}$ и $-\frac{\pi}{2}$), в которых частота собственных колебаний с малой амплитудой равна нулю, что приводит к необходимости рассмотрения нелинейных уравнений движения без ограничения амплитудных отклонений. На рис. 3 приведены фазовые траектории системы при кинематическом возбуждении колебаний

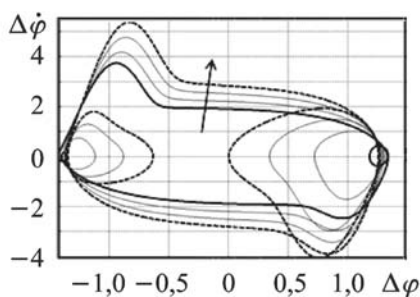
$$\varphi_B(t) = A_\varphi \cos(\omega_\varphi t),$$

где A_φ — амплитуда и ω_φ — частота возбуждения.

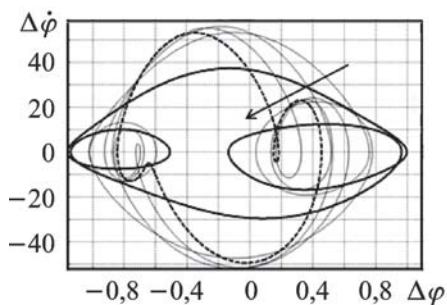
Проведенные исследования показывают, что в системе (3) могут реализовываться нелинейные режимы движения, а также возможно возникновение бифуркаций, что требует использования более детального анализа в целях выявления всех возможных типов движения.



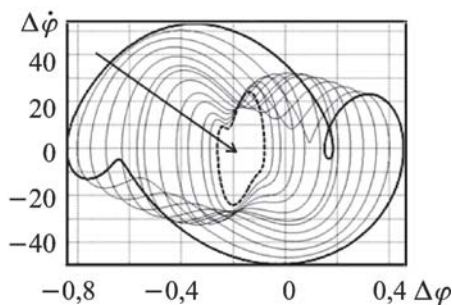
a



б



в



г

Рис. 3. Вид фазовых траекторий при изменении амплитуды внешнего воздействия (*а, б*) (стрелкой показана эволюция траекторий при увеличении амплитуды) и частоты внешнего воздействия (*в, г*) (стрелкой показана эволюция траектории при увеличении ω_φ)

Вместе с тем, отметим, что система (3) не описывает наличие предварительного натяжения полотен. Учет начального натяжения требует более детальной расчетной схемы. Рассмотрим простейшую расчетную модель, описывающую систему валов с шестью упругими связями (рис. 4).

Уравнение движения пильного блока для принятой расчетной схемы (см. рис. 4) без учета крутильной и изгибной податливости валов примет вид

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

где I_Σ – суммарный момент инерции верхнего (ведомого) вала с установленными эксцентриками; K – приведенная жесткость полотна и упругих элементов в пильном модуле.

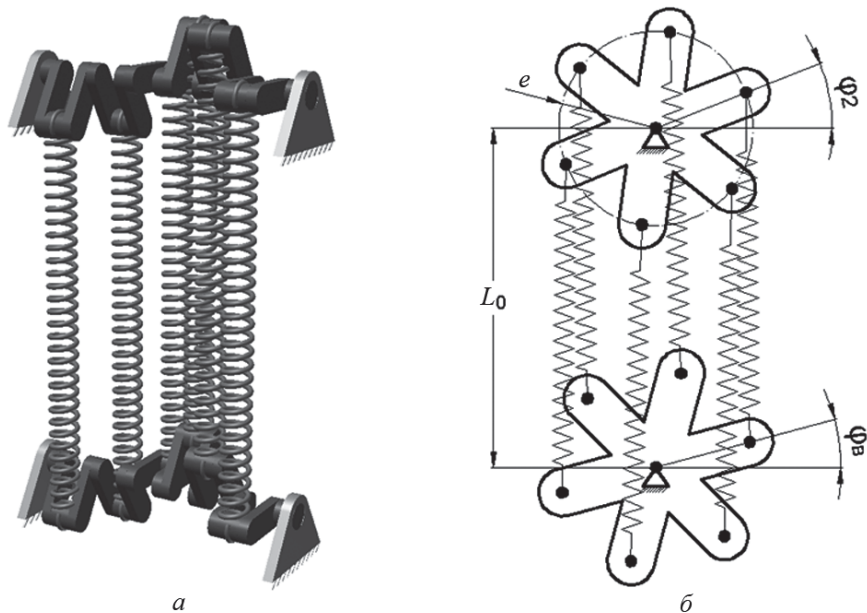


Рис. 4. Упрощенная (а) и расчетная (б) схемы пильного блока с шестью модулями

Рассмотрев малые отклонения углового положения ведомого вала $\Delta\varphi$ и проведя тригонометрические преобразования уравнения (5), получим линейное уравнение

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

Отметим, что при наличии трех и более упругих связей между валами (при условии сохранения эксцентриками взаимного углового положения) уравнение движения становится линейным и перестает зависеть от углового положения ведущего вала. Частота собственных крутильных колебаний ведомого вала как жесткого целого относительно ведущего вала, возникших за счет деформирования упругих элементов, равна $p_0 = \sqrt{\frac{3Ke^2}{I_{\Sigma}}}$. Данный результат подтверждается анализом нелинейного уравнения (5). Спектральный анализ реализаций показывает наличие только одной гармоники с частотой p_0 в угловом перемещении ведомого вала для широкого спектра управляющих конструктивных параметров и начальных условий.

Следует отметить, что при учете возможного разброса механических характеристик упругих элементов, погрешностей изготовления элементов станка и погрешностей сборки была обнаружена возможность реализации в системе квазипериодических движений в присутствии несоизмеримых частот (рис. 5). Этот факт свидетельствует о том, что при невыполнении определенных требований к качеству деталей возможно появление резонансных режимов в рабочей области.

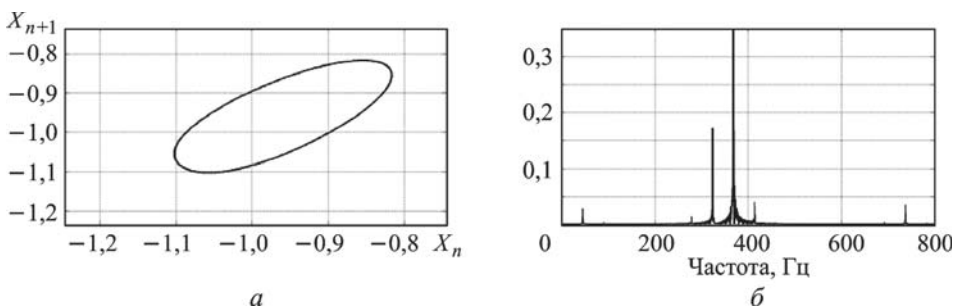


Рис. 5. Отображение Пуанкаре для квазипериодического движения с несоизмеримыми частотами (а) и спектр Фурье реализации колебательного движения системы (б)

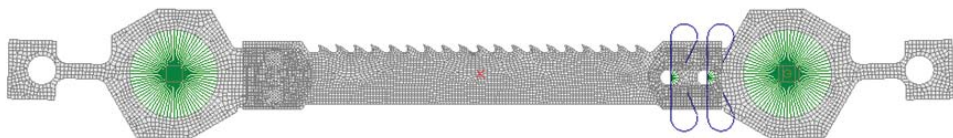


Рис. 6. Конечно-элементная модель пильного полотна, установленного в модуль

Важной задачей является исследование динамических характеристик пильных полотен в зависимости от конструктивных параметров, поскольку известно, что совпадение частот вращения валов с частотами собственных колебаний полотна может привести к возникновению резонансного режима работы. Напомним, что для исключения возможности статической потери устойчивости пильные полотна при установке предварительно растягиваются. Причем для стабилизации режущей кромки полотна нагружаются не “центрально”, а с некоторым эксцентриситетом, при этом передняя режущая кромка полотна оказывается в условиях более интенсивного растяжения, чем задняя. Конечно-элементная модель пильного модуля приведена на рис. 6 и состоит из стержневых, оболочечных и специальных конечных элементов (используется программный комплекс АРМ WinMachine). Упругие элементы, обеспечивающие поджатие пильного полотна, моделируются стержневыми конечными элементами третьего порядка, построенными по гипотезе Кирхгофа, имеющими 2 узла и 12 степеней свободы. Пильное полотно и корпусные детали моделируются плоскими оболочечными треугольными и четырехугольными элементами второго порядка, построенными по дискретной гипотезе Кирхгофа, имеющими 24 и 18 степеней свободы соответственно. Штифты крепления, подшипники и эксцентрики моделируются специальными конечными элементами типа жесткая вставка, имеющими 2 узла. Рассматривались несколько вариантов исполнения пильных полотен, отличающихся длиной, шириной и толщиной рабочей части.

В результате анализа динамических характеристик пильного модуля были получены зависимости спектра частот собственных коле-

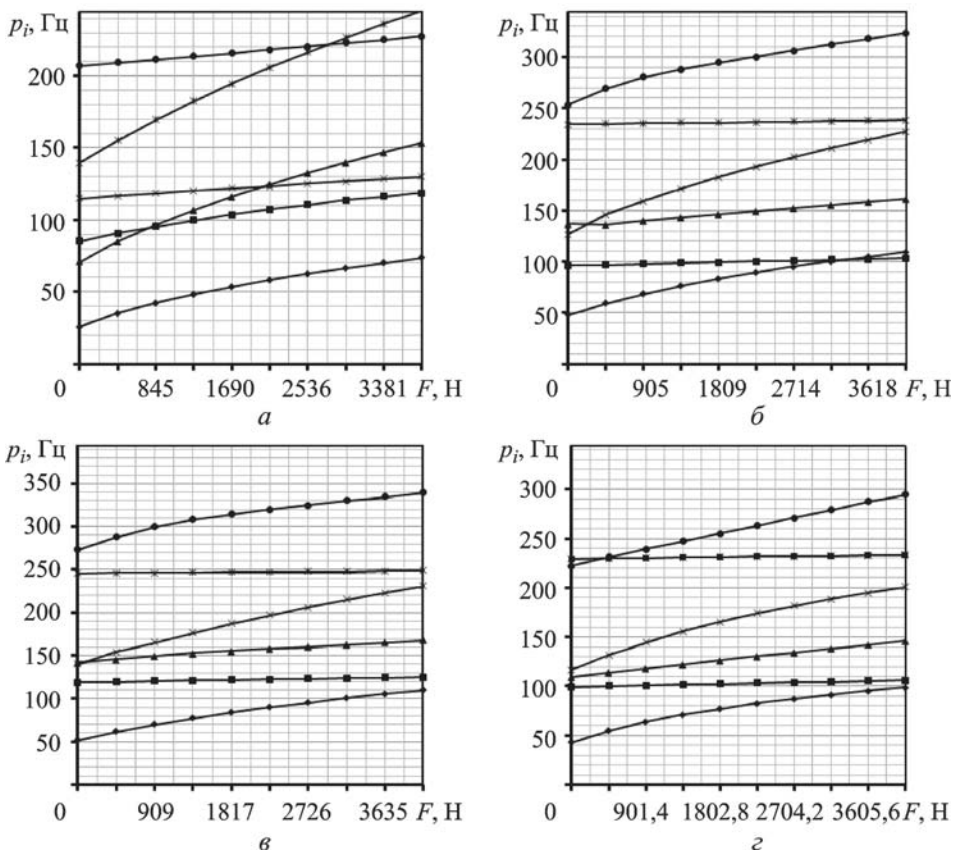


Рис. 7. Зависимость спектра частот от силы натяжения при:
 свободной длине полотна 652 (а), 465 мм (б...г); шириной 70 (а), 80 (б, в), толщину 1,4 (а, в); 1,3 (б), 1,2 мм (г)

баний от силы предварительного натяжения для различных вариантов исполнения пильных полотен (рис. 7).

В несбалансированной системе в процессе движения на полотно могут действовать значительные инерционные силы, влияние которых минимизируется посредством специальной балансировки пильного модуля — приведением центров масс деталей, составляющих пильный модуль, к осям вращения корпусных деталей.

Изгибная податливость валов, а также наличие погрешностей изготовления деталей станка и разброс механических характеристик упругих элементов поджатия полотен приводят к различным натяжениям пильных модулей в зависимости от их расположения в пильном блоке. Сравнение зависимостей спектра частот собственных колебаний пильных модуля и блока в сборе показано на рис. 8.

По результатам исследований можно выделить возможные причины возникновения резонансных режимов работы:

- наличие частоты собственных колебаний пильного полотна в рабочем диапазоне частот вращения валов (до 50 Гц или 3000 об/мин);

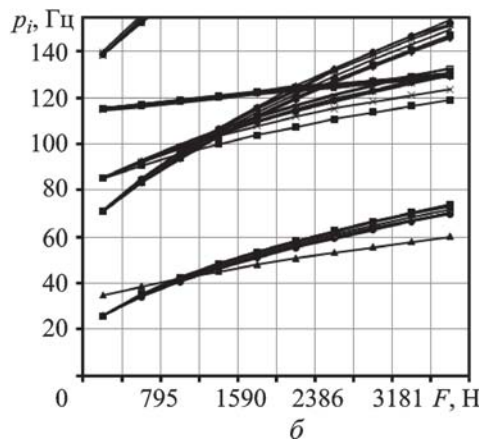
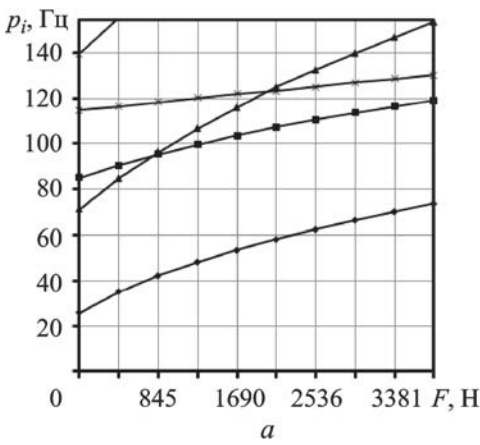


Рис. 8. Зависимость спектра частот от сил натяжения пильного модуля (а) и блока (б)

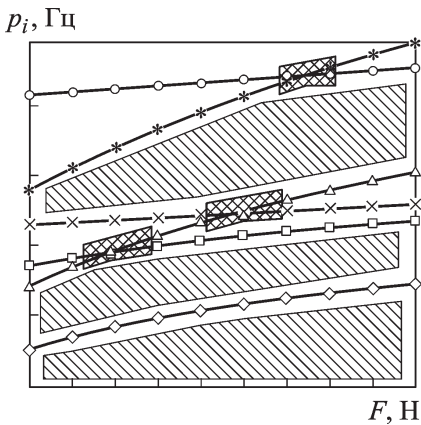


Рис. 9. Области допустимых значений частоты вращения валов и сил натяжения полотна (\\\\) и области, в которых возможно возбуждение двух форм колебаний на одной частоте (X)

- наличие частоты собственных колебаний ведомого вала как жесткого целого за счет податливости упругих элементов натяжения в рабочем диапазоне частот вращения валов;

- отсутствие или недостаточная точность балансировки пильного модуля, что может привести к появлению моментов сил инерции, изгибающих полотно в своей плоскости, достаточных для потери устойчивости плоской формы изгиба;

- совпадение частоты собственных колебаний ведомого вала как жесткого целого за счет податливости упругих элементов натяжения с одной из частот собственных колебаний пильного полотна.

По результатам расчета динамических характеристик пильных полотен можно выделить допустимые и нежелательные области изменения сил натяжения и частоты вращения валов для каждого варианта исполнения (рис. 9).

На основе полученных результатов предложена методика выбора рациональных параметров принципиально нового дереворежущего



Рис. 10. Блок-схема методики выбора рациональных параметров многопильного станка

оборудования (рис. 10). Данная методика была использована для синтеза опытно-промышленного образца многопильного станка с круговым поступательным движением полотен “Шершень М2001”.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Б л о х и н М. А. Расчет и проектирование многопильного станка с круговым поступательным движением полосовых пыльных полотен: Дисс... канд. техн. наук. – М., 2005. – 151 с.
2. П а т е н т № 2131806 РФ, 6 В27 В 3/00. Пильный модуль, пильный блок и устройство для распиловки / М.А. Блохин.
3. А.С. 370026 СССР, МКИ В27В3/00. Лесопильная рама.
4. А р н о л ь д В. И. Теория катастроф, 3-е изд., доп. – М.: Наука, 1990. – 128 с.
5. Б е л к и н А. Е., Г а в р ю ш и н С. С. Расчет пластин методом конечных элементов: Учеб. пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 232 с.
6. К о н д р а т ю к А. А., Ш и л ь к о В. К. Оценка напряженного состояния ленточных пил // Изв. Томского политехн. ун-та. 2004. – Т. 307, № 2. – С. 138–142.
7. Б а т е К., В и л с о н Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов: Пер. с англ. – М.: Стройиздат, 1982. – 448 с.
8. З е н к е в и ч О. Метод конечных элементов в технике / Пер. с англ.; Под ред. Б.Е. Победри. – М.: Мир, 1975. – 543 с.

9. Курков С. В. Метод конечных элементов в задачах динамики механизмов и приводов. – СПб.: Политехника, 1991. – 223 с.
10. Бутенин Н. В., Неймарк Ю. И., Фухаев Н. Л. Введение в теорию нелинейных колебаний. – М.: Наука, 1985. – 385 с.
11. Старжинский В. М. Прикладные методы нелинейных колебаний. – М.: Наука, 1977. – 256 с.
12. Awrejcewicz Jan, Krysko V adim A. Chaos in structural mechanics // Springer-Verlag Berlin Heidelberg. – 2008. – 426 p.
13. Воскресенский С. А. Резание древесины. – М.-Л. : Гослесбумиздат, 1955. – 190 с.
14. Гаврюшин С. С., Барышникова О. О., Борискин О. Ф. Численные методы в проектировании гибких упругих элементов. – Калуга, 2001. – 198 с.
15. Григолюк Э. И., Шалашин В. И. Проблемы нелинейного деформирования: Метод продолжения решения по параметру в нелинейных задачах механики твердого деформируемого тела. – М.: Наука, 1988. – 232 с.
16. Патент № 3929048 США, В27В 3/00. Многорядная пила с возвратно-поступательным движением полотна.

Статья поступила в редакцию 3.11.2010



Сергей Сергеевич Гаврюшин родился в 1949 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1972 г. Д-р техн. наук, профессор, первый проректор – проректор по научной работе МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 200 научных работ в области механики деформируемого твердого тела, численных методов анализа инженерных задач, нелинейного поведения тонкостенных конструкций, биомеханики.

S.S. Gavryushin (b. 1949) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1972. D. Sc. (Eng.), professor, first vice-rector on scientific work of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 200 publications, specialist in the field of mechanics of deformable solid body, numerical methods for analysis of engineering problems, nonlinear behavior of thin-walled constructions, biomechanics.



Михаил Анатольевич Блохин родился в 1949 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1974 г. Канд. техн. наук, генеральный директор ООО “Магеллан 2001”. Автор шести научных работ и трех патентов в области динамики и прочности.

M.A. Blokhin (b. 1949) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1974. Ph. D. (Eng.), general director of Limited Liability Company “Magellan 2001”. Author of 6 publications and 3 patents for inventions, specialist in the field of dynamics and strength, wood processing.



Владимир Сергеевич Прокопов родился в 1980 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2004 г. Руководитель направления прочностного анализа ООО НТЦ “АПМ”. Автор пяти научных работ в области динамики и прочности, численных методов анализа инженерных задач (МКЭ).

V.S. Prokopov (b. 1980) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 2004. Chief on strength analysis of the Limited Liability Company “NTTs “APM”. Author of 5 publications, specialist in the field of dynamics and strength, numerical methods for analysis of engineering problems.