На правах рукописи

Прокопов Владимир Сергеевич

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

Специальности 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

01.02.06 – Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2013

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана.

Научный руководитель:

Гаврюшин Сергей Сергеевич, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой Компьютерные системы автоматизации производства (РК9) ФГБОУ ВПО Московский Государственный Технический Университет (МГТУ) им. Н. Э. Баумана

Официальные оппоненты:

Шклярчук Федор Николаевич, д.т.н., профессор, главный научный сотрудник ФГБУН Института прикладной механики (ИПРИМ) РАН

Зузов Валерий Николаевич, д.т.н., профессор кафедры Колёсные машины (СМ10) ФГБОУ ВПО Московский Государственный Технический Университет (МГТУ) им. Н. Э. Баумана

Ведущее предприятие:

ФГБОУ ВПО Московский Государственный Университет Леса (МГУЛ)

Защита диссертации состоится «01» июля 2013 г. в 16^{30} на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005 Москва, 2-я Бауманская ул., 5.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, просьба выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Москов государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
2029716
Проколов В.С. Разработка

Автореферат разослан «31» мая 2013 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,
доктор технических наук Сарач Е.Б.

Общая характеристика работы

Актуальность темы. В свете решения задачи разработки новых технических решений в области создания деревообрабатывающих станков, сохраняющих преимущества и исключающих недостатки существующего парка оборудования был предложен принципиально новый класс деревообрабатывающего оборудования – многопильный станок с круговым поступательным движением полосовых пильных полотен[1]. Простота и надёжность конструкции предлагаемого станка позволяет обеспечить высокие функциональные характеристики, 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, которые выступают в качестве гибких связей. В данный момент не существует методики расчёта и проектирования подобного деревообрабатывающего оборудования. Таким образом, разработка методики численного анализа динамических характеристик многопильного станка с круговым поступательным движением дереворежущих полотен (далее «коленчатого» станка) является актуальной, поскольку позволит осуществлять проектирование нового класса деревообрабатывающего оборудования, обладающего высокими функциональными характеристиками.

Цель работы: создание методики выбора рациональных конструктивных параметров, обеспечивающих безрезонансную работу оборудования нового класса лесопильного оборудования, основанной на численном анализе динамических характеристик рабочих органов.

Для достижения поставленной цели потребовалось решить следующие задачи:

1. Провести комплексное теоретическое и экспериментальное многостороннее исследование нового класса деревообрабатывающего оборудования – «коленчатого» станка;
2. Численно промоделировать поведение основных узлов и элементов «коленчатого» станка с целью оценить влияние конструктивных и технологических параметров на динамические процессы, возникающие в оборудовании;

---

[1] Блохин М. А. Расчёт и проектирование многопильного станка с круговым поступательным движением полосовых пильных полотен: Дис. … канд. технических наук: 05.21.05 / МГТУ им. Н.Э. Баумана. М., 2005. 150 с.

М Г Т У
им. Н Э. Баумана
Библиотека

3. Разработать методику расчёта рациональных конструктивных параметров (геометрические параметры полотен, жёсткость упругих элементов крепления, усилие предварительного натяжения) «коленчатого» станка, обеспечивающих безопасную и эффективную работу оборудования;
4. Предложить рекомендации по выбору рациональных параметров для существующих и перспективных конструкций «коленчатых» станков при работе на различных режимах с различными видами обрабатываемой древесины.

Методы исследования. Аналитические исследования основываются на классических методах теоретической механики, прикладной теории колебаний, математического моделирования, системного анализа и механики деформируемого твердого тела (Андронов А.А., Арнольд В.И., Бидерман В.Л., Болотин В.В., Бутенин Н.В., Малкин И.Г., Меркин Д.Р. Неймарк Ю.И, Пановко Я.Г., Светлицкий В.А., Старжинский В.М., Четаев Н.Г., Новожилов В.В., Малинин Н.Н. и др.). Используются также достижения численного анализа – метод конечных элементов (Зенкевич О., Бате К.Ю., Оден Дж., Галлагер Р. и др.), спектральный анализ реализаций, визуальное моделирование. Данные методы реализованы в программных комплексах ANSYS, MATLAB, Mathematica, а также в программном комплексе конечно элементного анализа APM WinMachine, к разработке которого автор имеет непосредственное отношение. Экспериментальные исследования проводятся на существующем оборудовании.

Научная новизна:

1. Создан ряд математических моделей, описывающих динамическое поведение пильного модуля, пильного блока;
2. Численно промоделированы различные режимы движения пильного модуля и пильного блока;
3. Проведено численное моделирование и исследование напряженно-деформированного состояния пильных полотен, входящих в состав пильного блока;
4. Получены зависимости изменения собственных частот пильных полотен от сил натяжения с учётом существующих условий закрепления и податливости несущей конструкции;
5. На основании результатов исследования и численного моделирования поведения узлов «коленчатого» станка разработана методика выбора рациональных конструктивных параметров, обеспечивающих безрезонансную работу оборудования;
6. Разработанная методика использована для выбора рациональных конструктивных параметров опытного образца «коленчатого» станка «Шершень М2001».

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций работы обоснована:

1. Строгим использованием классических концепций механики и математического аппарата;
2. Проверкой разработанного алгоритма и программы расчета на модельных и тестовых задачах;
3. Соответствием полученных численных результатов с данными экспериментов, с аналитическими, численными и экспериментальными данными, полученными другими авторами;
4. Опытом практического внедрения достигнутых результатов в ООО НТЦ «АПМ» и ООО «Магеллан 2001».

Практическая ценность работы. Предложена методика расчёта и выбора рациональных конструктивных параметров нового класса деревообрабатывающего оборудования, позволяющая определять конструктивные параметры, исключающие возникновение резонансных режимов, что существенно сокращает сроки и стоимость проектирования. Подготовлены рекомендации по выбору рациональных конструктивных параметров «коленчатого» станка Шершень М2001 для использования с различными видами обрабатываемой древесины.

На защиту выносятся следующие положения диссертации, обладающие элементами научной новизны:

1. Разработанная методика расчёта рациональных конструктивных параметров (геометрические параметры полотен, жёсткость упругих элементов крепления, усилие предварительного натяжения) нового класса лесопильного оборудования – «коленчатого» станка, обеспечивающих безопасную (безрезонансную) и эффективную работу оборудования;
2. Комплекс математических моделей системы, моделирующих поведение «коленчатого» станка и позволяющих оценить влияние основных конструктивных параметров на динамические процессы, возникающие в оборудовании;
3. Новые численные и экспериментальные результаты, применительно к исследованию нелинейных колебаний «коленчатого» станка, позволяющие оценить влияние конструктивных и технологических параметров на работу оборудования;
4. Рекомендации по выбору рациональных параметров для существующих и перспективных конструкций «коленчатых» станков при работе на различных режимах с различными видами обрабатываемой древесины, позволяющих существенно повысить долговечность конструкции.

Реализация работы. Результаты и методы исследований использованы в

ООО НТЦ «АПМ» при проектировании специализированного конечно-элементного программного комплекса APM WinMachine, предназначенного для анализа прочности, устойчивости и динамики конструкций, деталей и элементов. Также результаты исследований использованы в ООО «Магеллан 2001» при рабочем проектировании нового лесообрабатывающего оборудования и создан опытный образец с требуемыми характеристиками.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и были одобрены на VII Международном научном симпозиуме «Проблемы прочности, пластичности и устойчивости в механике деформируемого твердого тела», посвященном 80-летию со дня рождения профессора В.Г. Зубчанинова (г. Тверь, 2010 г.), Всероссийской научно-технической конференции, проводимой с участием зарубежных представителей, посвященной 100 летию со дня рождения заслуженного деятеля науки и техники д.т.н., проф. Д. Н. Решетова (г. Москва, 2008 г.), III международном симпозиуме «Ударно-вибрационные системы, машины и технологии» (г. Орел, 2006 г.), XIV международном симпозиуме «Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред» им. А. Г. Горшкова (г. Ярополец, 2008 г.), Франко-Российском семинаре по Прикладной Механике «МГТУ – ECL – INPG – UJF» (г. Москва, 2008 г.), XXII Международной конференции «Математическое моделирование в механике деформируемых тел и конструкций» (г. Санкт-Петербург, 2007 г.), 4й конференции CADFEM (г. Москва, 2004 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 работ, включая 3 статьи в научных изданиях, рекомендованных ВАК для публикации результатов исследований.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных выводов, списка литературы и приложений. Работа изложена на 206 листах машинописного текста, включая 161 рисунка и 18 таблиц. Библиография работы содержит 91 наименование.

Содержание работы

В первой главе описывается устройство лесопильного станка, проводится обзор проблемы создания и расчёта рационального деревообрабатывающего оборудования – «коленчатого» станка, исследования динамических характеристик дереворежущих полотен, исследования движения линейных и нелинейных систем и делается постановка задачи исследования.

Особенности конструкции предлагаемого станка позволяет обеспечить высокие функциональные характеристики: надёжность, улучшение качества обработанных поверхностей, снижение энергопотребления;

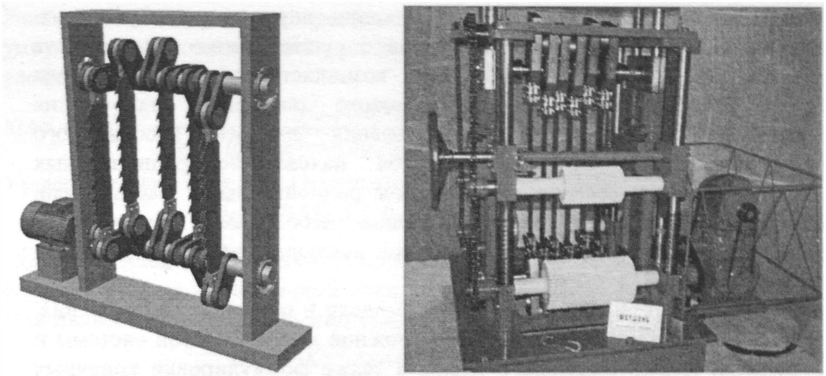

Рис. 1. Принципиальная схема «коленчатого» станка и опытный образец «коленчатого» станка "Шершень" М2001

относительно малый вес и динамическую сбалансированность основных узлов; повышенную мобильность оборудования.

Особенностью данного оборудования является передача движения с ведущего на ведомый вал через гибкие связи. В роли гибких связей выступают пильные блоки, включающие эксцентрики, предварительно растянутые деревoрежущие полотна, упругие элементы крепления и корпусные детали.

Схема пильного модуля представлена на рис. 2: 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.

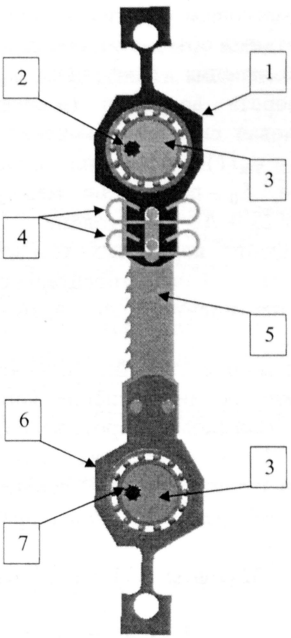

Рис. 2. Схема пильного модуля

Во время тестовой эксплуатации образцов наблюдались режимы работы, сопровождавшиеся изгибом и скручиванием полотен, что приводило к формированию криволинейных пропилов, излому зубьев, задиру обрабатываемых поверхностей и, в ряде случаев, разрушению оборудования. Данные режимы наблюдались как при распиловке древесины, так и на холостом ходу. Причиной наличия подобных режимов может быть сложное динамическое поведение

конструкции, возможность появления, при определенных условиях, обычных и параметрических резонансов и существенная нелинейность режимов работы. Таким образом, возникает актуальная задача комплексного исследования динамического поведения, нахождения резонансных режимов и проектирования данного лесопильного оборудования, что включает в себя нахождение рациональных конструктивных параметров станка. Под рациональными параметрами понимаются параметры, обеспечивающие необходимые скорость и качество обработки древесины, а также исключающие возникновение опасных резонансных режимов работы.

Во второй главе приводятся расчетные модели и основные соотношения, используемые для описания движения сложной многомассовой системы и упрощённых моделей пильного блока, а также формулировки конечных элементов для исследования напряжённо деформированного состояния пильного блока, динамических характеристик пильных полотен, движения пильного полотна на холостом ходу и в процессе резания.

При рассмотрении динамики пильного модуля полотно считается безмассовым упругим элементом, корпусные детали считаются абсолютно жесткими объектами, обладающими массой и моментами инерции.

Обозначения (рис. 3): $\varphi_в(t) = \omega_в t$ – угол поворота ведущего (нижнего) вала, $\omega_в$ – угловая скорость вращения ведущего вала, $\varphi_2 = \varphi_в(t) + \Delta\varphi$ – 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.

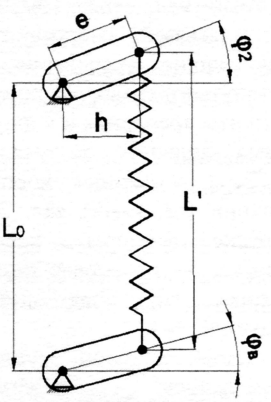

Рис. 3. Расчётная схема пильного модуля

Выражение для ΔL (изменения расстояния между осями вращения корпусных деталей при взаимном повороте валов):

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

где L_0 – расстояние между валами, e – эксцентриситет оси вращения корпусных деталей относительно оси вращения вала, $\varphi_в$ - угол поворота ведущего вала, $\Delta\varphi$ - угол поворота ведомого вала относительно ведущего.

Расстояние h от центра вращения верхнего вала до линии действия упругой силы, возникающей при деформировании приведённого упругого элемента на величину ΔL:

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

Уравнение движения одного пильного модуля:

$$I\ddot{\Delta\varphi} + K\Delta L(\Delta\varphi, \varphi_{\text{в}})h(\Delta\varphi, \varphi_{\text{в}}) = 0, \quad (3)$$

где K – приведённая жёсткость полотна и упругих элементов, I – момент инерции участка верхнего вала с эксцентриком относительно оси вала.
Для малых амплитуд колебаний уравнение упрощается:

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

Для пильного блока, состоящего из шести пильных модулей уравнение движения:

$$I_\Sigma \ddot{\Delta\varphi} + \sum_{i=1}^{6} K_i\,\Delta L\left(\Delta\varphi, \varphi_{\text{в}} + \frac{(i-1)\pi}{3}\right) h\left(\Delta\varphi, \varphi_{\text{в}} + \frac{(i-1)\pi}{3}\right) = 0, \quad (5)$$

где I_Σ - суммарный момент инерции верхнего (ведомого) вала с установленными эксцентриками, K_i - приведённая жёсткость полотна и упругих элементов в пильном модуле i.
Для малых амплитуд колебаний:

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

В третьей главе методами системного анализа с использованием приема декомпозиции исследуется влияние основных конструктивных параметров узлов станка на режимы работы оборудования в целом. Анализируются динамические характеристики пильных полотен и НДС пильного блока, в зависимости от геометрических и жёсткостных характеристик деталей, составляющих пильный блок, Тестируется адекватность и пределы применимости математических моделей, описанных в главе 2.
Анализ движения одномассовой системы (3) показал, что данная система обладает существенной нелинейностью (рис. 5).

Для исследования движения системы (3) используется запись

$$\begin{cases} \dot{y_1} = y_2, \\ \dot{y_2} = -\frac{K}{I}\Delta L(y_1, \varphi_{\text{в}})h(y_1, \varphi_{\text{в}}), \end{cases} \quad (7)$$

где $y_1 = \Delta\varphi$ и $y_2 = \dot{\Delta\varphi}$.

Результат исследования устойчивости параметрических колебаний системы (4) методом Флоке-Ляпунова представлен на рис. 5. Критерием неустойчивости принимается превышение абсолютного значения хотя бы

одного из мультипликаторов единицы или $\max(|\mu_j|) > 1, j = 1 \dots n$.

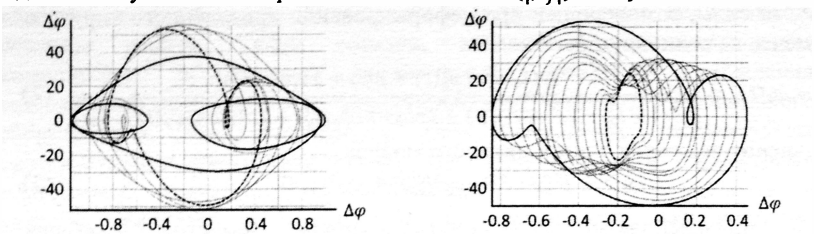

Рис. 4. Вид фазовых траекторий движения одномассовой нелинейной системы

Нормальная форма Коши системы (4):

$$\begin{cases} \dot{y_1} = y_2, \\ \dot{y_2} = -\frac{Ke^2}{I}\Delta\varphi\cos(\varphi_в)^2 - \frac{\alpha}{I}\dot{\Delta\varphi} \end{cases} \quad (8)$$

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

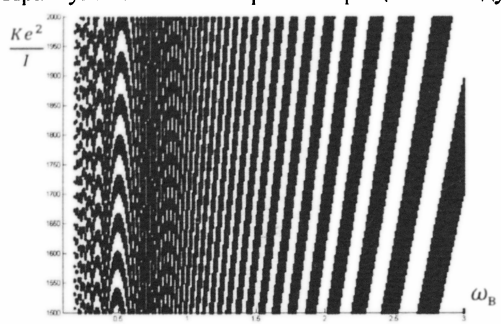

Рис. 5. Диаграмма неустойчивости параметрических колебаний, описываемых уравнением (8) в осях $\omega_в$ - $\frac{Ke^2}{I}$; $\omega_в = [0{,}9 \dots 28]\frac{об.}{мин.}$, $\frac{Ke^2}{I} = [1500 \dots 2000]\frac{1}{c^2}$

Анализ комплекса, состоящего из 6 пильных модулей, выявил следующую закономерность: наличие 3х и более упругих связей между валами, при условии равномерного расположения эксцентриков (3 эксцентрика располагаются с разницей в 120°, 4 эксцентрика с разницей в 90° и т.д.) приводит к тому, что уравнение движения с малой амплитудой становится линейным и перестаёт зависеть от углового положения ведущего вала:

$$I\ddot{\Delta\varphi} + Ke^2\Delta\varphi \sum_{i=1}^{N} (\cos\left(\varphi_{\text{в}} + \frac{2\pi(i-1)}{N}\right))^2 = 0 \qquad (9)$$

где выражение $\sum_{i=1}^{N}(\cos\left(\varphi_{\text{в}} + \frac{2\pi(i-1)}{N}\right))^2 = N/2$ для $N > 2$, и $\sum_{i=1}^{2}(\cos\left(\varphi_{\text{в}} + \frac{2\pi(i-1)}{2}\right))^2 = 2(\cos(\varphi_{\text{в}}))^2$ для $N = 2$.

Это справедливо и для нелинейной системы (10) без ограничения величины смещений.

$$\begin{cases} \dot{y_1} = y_2, \\ \dot{y_2} = -\frac{K}{I_\Sigma}\left(\Delta L(y_1, \varphi_{\text{в}})h(y_1, \varphi_{\text{в}}) + \cdots + \Delta L\left(y_1, \varphi_{\text{в}} + \frac{5\pi}{3}\right)h\left(y_1, \varphi_{\text{в}} + \frac{5\pi}{3}\right)\right) - \frac{\alpha}{I_\Sigma}y_2 \end{cases} \qquad (10)$$

Исследование спектрального анализа большого набора реализаций движения системы (10) при фиксированном параметре $\frac{K}{I_\Sigma}$ показало, что движение не зависит от скорости вращения ведущего вала, и имеют место гармонические колебания с частотой $p_0 = \sqrt{\frac{3Ke^2}{I}}$ (что полностью соответствует поведению системы (6)).

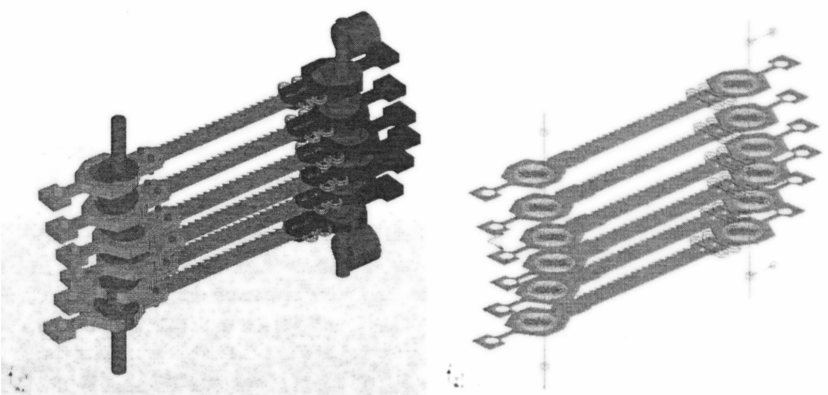

Рис. 6. Объемная и конечно-элементная модели пильного блока

Для нескольких вариантов исполнения рабочих органов (пильных полотен) методом конечных элементов (рис. 6) были исследованы напряженно-деформированное состояние при учёте предварительного нагружения и динамические характеристики, а именно: частоты и формы собственных колебаний.

При построении расчётной модели, для моделирования пильного полотна и корпусных деталей были использованы пространственные оболочечные конечные элементы (18 и 24 степени свободы, на основе элемента DKT).

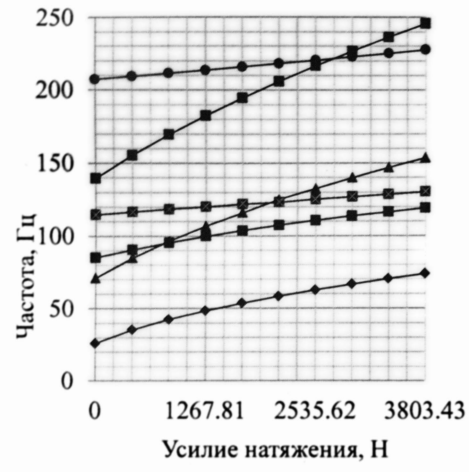

Рис. 8. Зависимость спектра частот собственных колебаний полотна от усилия натяжения

Для моделирования упругих элементов крепления и валов с эксцентриками использовались стержневые конечные элементы (12 степеней свободы, аппроксимация поперечных перемещений кубическим полиномом, аппроксимация осевых и крутильных перемещений линейным полиномом). Стержневые элементы использовались также для создания жёстких вставок и вспомогательных деталей. Также в узле соединения корпусной детали с полотном использовались специальные элементы «совместные перемещения», позволяющие наложить ограничения на модель в виде равенства перемещений по некоторым степеням свободы.

Было выявлено, что наличие предварительного нагружения существенно влияет на величину частот и порядок следования форм собственных колебаний (рис. 8). Влияние на собственные частоты усилия натяжения и эксцентриситета приложения нагрузки представлено на рис.7.

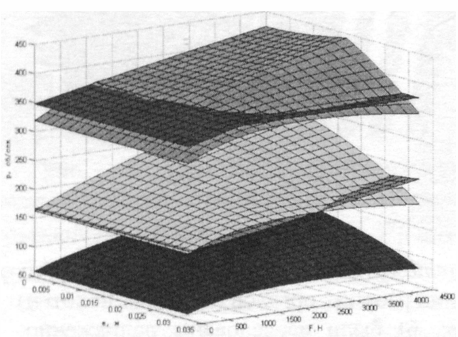

Рис. 7. Зависимость частот собственных колебаний полотна от усилия натяжения и эксцентриситета приложения нагрузки

Обнаружено также, что при анализе динамических характеристик полотен необходимо учитывать корпусные детали и тип подшипников используемых для посадки деталей на эксцентрики.

Из важных особенностей конструкции, обнаруженных при исследовании, следует отметить: возможность возникновения собственных колебаний по двум разным формам на одной или очень близких частотах; замена шариковых радиальных сферических подшипников на роликовые радиальные подшипники может увеличить некоторые частоты собственных колебаний полотна в 10 раз; вопрос динамической балансировки пильного модуля очень важен, т.к. напряжения в полотне, возникающие из-за инерционных усилий при вращении существенны и могут превышать предел текучести материала.

Исследование неравномерности натяжения полотен в зависимости от их расположения на валах показало, что различие максимальных растягивающих напряжениях в полотнах может доходить до 10% (относительно напряжений возникающих в отдельном пильном модуле при расчётной нагрузке).

На основании проведённых исследований выделяются характерные особенности рассматриваемой системы:

1. Усилие предварительного натяжения существенно влияет на величины и порядок частот собственных колебаний пильных полотен установленных в модуль.
2. Существующая схема крепления пильного полотна может привести (при нарушении динамической балансировки пильных модулей) к возникновению сжимающих напряжений в режущей кромке полотна и может не позволить использовать станок на частотах вращения выше 1000 об/мин (при больших скоростях происходит локальная потеря устойчивости).
3. Характер задания предварительного натяжения полотен путём смещения опор ведомого вала приводит к неравномерности натяжения полотен, в зависимости от их расположения на валах (полотна расположенные ближе к опорам растянуты больше).
4. Схема, содержащая один пильный модуль, обладает существенной нелинейностью, а ансамбль, состоящий из шести пильных модулей с разницей по угловому положению в 60°, характеризуется свойствами близкими к линейным.
5. Соотношение между жёсткостями вала и упругих элементов крепления полотна позволяет принять гипотезу об абсолютно жёстких валах для практических расчётов.

В четвёртой главе описывается проведение натурного эксперимента на опытном образце многопильного станка "Шершень". Рассматриваются режимы холостого хода, резания древесины и резонанса с частичным разрушением оборудования. Также делается проверка расчётных алгоритмов и их программной реализации на нескольких тестовых задачах с известным аналитическим решением. Целью эксперимента было

ознакомление с конструктивными особенностями установки, наблюдение за поведением станка на холостом ходу и попытка обнаружения неустойчивых или резонансных режимов работы на холостом ходу. На небольших скоростях вращения ведущего вала наблюдался обычный режим работы станка без поперечных колебаний полотен. На скорости вращения ведущего вала около 1100 об/мин можно было визуально наблюдать поперечные колебания полотен, находящихся в центре пильного блока (3е и 4е полотно).

Для получения представления обо всех возможных режимах работы оборудования было решено принудительно вывести станок на резонансный режим работы. Скорость вращения ведущего вала была постепенно увеличена до 1100 об/мин, визуально было отмечено возникновение поперечных колебаний в средних полотнах. При постепенном дальнейшем увеличении частоты вращения до 1200 об/мин наблюдалось резкое увеличение вибрации основания станка, распространение колебаний на все полотна и затем произошла поломка агрегата. Предположительно, при увеличении амплитуды колебаний несколько упругих элементов натяжения выскочили из своего паза и, попав в область между корпусами подшипников, заклинили станок. Электромотор, вращающий ведущий вал был сразу остановлен. Последствия работы в резонансном режиме приведены на рис. 10. Наибольшие повреждения наблюдаются у средних модулей.

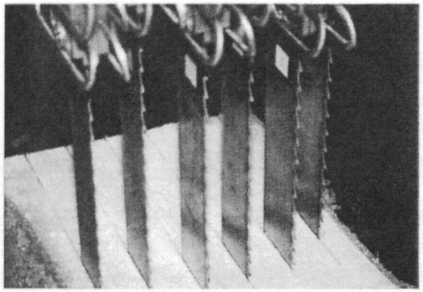

Рис. 9. Пильные полотна в процессе работы

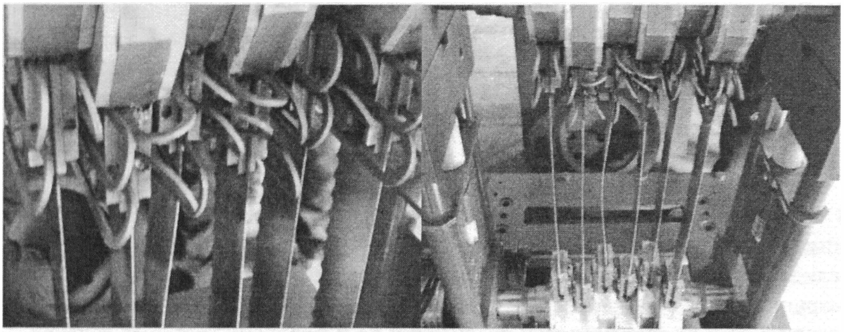

Рис. 10. Повреждения после введения установки в резонансный режим работы

В пятой главе обобщаются результаты проведённых исследований, и формируется методика выбора рациональных конструктивных параметров лесопильного оборудования нового типа. По полученной методике проводится выбор параметров обеспечивающих безопасную работу опытного образца «Шершень М2001» и делаются основные выводы по работе.

Описание этапов методики:

1) Выбор размеров и условий предварительного нагружения пильных полотен и рабочих режимов (скорости подачи и скорости вращения ведущего вала) в зависимости от размеров и типа обрабатываемой древесины.
2) Расчёт динамических характеристик пильных полотен методом КЭ (определение спектра частот собственных колебаний) и итерационное изменение геометрии полотен и усилия предварительного натяжения таким образом, чтобы частоты собственных колебаний пильных полотен не попадали в диапазон изменения частоты вращения ведущего вала (возврат на п.1).
3) Расчёт динамических характеристик пильного блока с использованием МКЭ и упрощённой модели (определение спектра частот собственных колебаний) и итерационное изменение жёсткости упругого элемента натяжения полотен таким образом, чтобы частоты вращательных колебаний ведомого вала не совпадали с частотами колебаний пильных полотен (возврат на п.1).
4) Моделирование движения пильного блока на холостом ходу и с учётом сил резания и итерационное изменение геометрии полотен и усилия предварительного натяжения таким образом, чтобы исключить возникновение сжимающих напряжений в кромках пильного полотна (возврат на п.1).
5) Получен набор параметров станка обеспечивающих безопасные режимы работы.

Данная методика была применена для выбора рациональных параметров опытного образца «Шершень М2001». Станок предназначен для распиловки сосновых брусьев прямоугольного поперечного сечения с размерами до 400мм на 800мм. Для такого размера обрабатываемого материала требуемая длина рабочей части полотна – 480 мм, ширина – 70 мм, толщина – 1.2 мм. Для установки этих полотен необходимо зафиксировать валы на расстоянии 668 мм. Величина эксцентриситетов, установленных на валах, равна 30 мм, расстояние между пильными модулями равно 100 мм.

Технические и эксплуатационные характеристики станка М2001 «Шершень»: подача - 0,5 мм/оборот; подача - 1,4 м/мин (2800 об/мин);

режим распиловки – непрерывный; режущий инструмент – пила полосовая; толщина лезвия пилы – от 1,2 до 1,4 мм; ширина доски – от 30 до 100 мм; возможность использования твёрдого сплава – наплавка стеллит; количество перезаточек – 1 раз в 2 смены; ширина пропила – 2,5 мм; мощность потребляемая на пиление – 6,25 кВт; производительность в смену (общая длина брёвен) – 588 м; необрезных досок – 58 куб. м; обрезных досок – 29 куб. м.

Полученный набор параметров (размеры полотна: ширина – 95 мм, толщина – 1,4 мм; усилие натяжения – 4000 Н, максимально допустимая частота вращения валов – 2600 об/мин, диаметр проволоки для изготовления упругого элемента – 8 мм) был использован в модификации многопильного станка «Шершень М2001». Было проведено экспериментальное исследование, показавшее правильность расчётов.

Разработанная комплексная методика показала свою эффективность и может быть рекомендована для расчета и проектирования многопильных станков с круговым поступательным движением полосовых пильных полотен.

Основные результаты и выводы

1. Проведено комплексное теоретическое и экспериментальное исследование нового вида деревообрабатывающего оборудования – многопильного станка с круговым поступательным движением полосовых пильных полотен.
2. Методом декомпозиции создан комплекс математических моделей системы, моделирующих поведение «коленчатого» станка и его отдельных узлов и позволяющих оценить влияние основных конструктивных параметров (геометрических параметров полотен, жесткости упругих элементов, массовых и инерционных характеристик корпусных деталей) на динамические процессы, возникающие в оборудовании.
3. Установлена принципиальная особенность одномассовой системы, моделирующей поведение пильного блока, заключающаяся в существенном изменении свойств при изменении количества упругих связей. Доказано, что для системы с двумя и менее связями характерно существенно нелинейное поведение и наличие в уравнениях движения угла поворота и скорости вращения ведущего звена. Для системы с тремя и более упругими связями становится характерно линейное поведение и из уравнений движения исчезает угол поворота и скорость вращения ведущего звена.
4. Получены новые численные результаты для задачи исследования нелинейных колебаний сложной динамической системы многопильного «коленчатого» станка, частот собственных

колебаний режущих полотен, а также для некоторых задач численного моделирования нелинейных динамических систем, проясняющие влияние конструктивных и технологических параметров на различные режимы движения.

5. На основании проведенных исследований создана методика расчёта рациональных конструктивных параметров (геометрические параметры полотен, жёсткость упругих элементов крепления, усилие предварительного натяжения) нового класса лесопильного оборудования – «коленчатого» станка, обеспечивающих безопасную и эффективную работу оборудования.
6. По созданной методике подготовлены рекомендации по выбору рациональных параметров (размеры полотна, усилие натяжения, максимально допустимая частота вращения валов, диаметр проволоки для изготовления упругого элемента) многопильных станков для распиловки сосновых брусьев прямоугольного поперечного сечения с размерами до 400мм на 800мм.

Публикации по теме диссертации

1. Прокопов В. С. Исследование динамического поведения многопильного станка с круговым поступательным движением дереворежущих полотен // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2011. №1. С. 14-17.
2. Гаврюшин С. С., Прокопов В. С., Блохин М. А. Разработка методики численного анализа динамических характеристик многопильного станка с круговым поступательным движением дереворежущих полотен // Вестник МГТУ. Машиностроение. 2010. №4(81). С. 108-118.
3. Гаврюшин С. С., Блохин М. А., Прокопов В. С. Численное исследование динамического поведения базового элемента и конструкции многопильного станка с круговым поступательным движением дереворежущих полотен // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. 2011. №10. URL: http://technomag.edu.ru/doc/234986.html (дата обращения 5.11.2011).
4. Гаврюшин С.С., Прокопов В. С. Анализ динамических характеристик гибких исполнительных элементов технологических машин // Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред: Материалы XIV международного симпозиума им. А. Г. Горшкова. М., 2008. Т.1. С. 64-65.
5. Гаврюшин С.С., Ганбат Д., Прокопов В.С. Конечно-элементный анализ динамических характеристик гибких исполнительных элементов технологических машин // Математическое моделирование в механике деформируемых тел и конечных

М Г Т У
им. Н. Э. Баумана
Библиотека

элементов.: Тез. докл. XXII международной конференции. – СПб., 2007. С. 46-47.
6. Прокопов В. С., Гаврюшин С. С., Блохин М. А. Численный анализ динамических характеристик пильных полотен коленчатой пилы // Ударно-вибрационные системы, машины и технологии: Материалы 3 международного научного симпозиума / Под ред. Л.С. Ушакова. Орёл, 2006. С.374-378.
7. Прокопов В. С., Гаврюшин С. С. Исследование динамических характеристик многопильного станка с круговым поступательным движением дереворежущих полотен // Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред: Материалы XV международного симпозиума им. А. Г. Горшкова. М., 2009. Т.1. С. 128-129.
8. Блохин М. А., Гаврюшин С. С., Прокопов В. С. Конечно-элементный динамический анализ пильных полотен коленчатого лесопильного станка // Сборник трудов Четвертой конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH / Под ред. А.С. Шадского. М., 2004. С. 31-35.