

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

В работе рассматривается один из подходов математического моделирования процессов динамики силовых передач машинно-тракторных агрегатов с пассивными и активными рабочими органами и совершенствования динамических свойств на основе структурной оптимизации.

Ключевые слова: агрегаты, моделирование, силовая передача, структурная оптимизация.

A.I. Svitachev, S.N. Orlovsky, A.N. Chekaev

MODELING AND OPTIMIZATION OF DYNAMIC LOAD OF THE MACHINE AND TRACTOR UNIT POWER TRANSMISSIONS

One of the approaches of the power transmission dynamic process mathematical modeling for the machine and tractor units with passive and active operating devices and the dynamic property perfection on the basis of structural optimization is considered in the article.

Key words: units, modeling, power transmission, structural optimization.

Динамическая нагруженность силовых передач машинно-тракторных агрегатов определяется их динамическими свойствами и характеристиками, динамикой агрегатируемых орудий, взаимодействием их с объектом труда и воздействием окружающей среды на агрегат. При создании новых агрегатов влияние на-весного или прицепного оборудования на динамику силовой передачи базовой машины рассматривается в недостаточном объеме, в результате снижаются показатели надежности машин.

Экспериментальные исследования для выбора рациональных проектных параметров машинных агрегатов и оценки динамических свойств силовой передачи базового трактора приводят к значительным затратам.

В связи с этим, создание расчетных методов моделирования, оценки характеристик нагруженности и совершенствования динамических свойств силовых передач при конструировании специальных машинных агрегатов на базе серийных тракторов, является актуальной научно-технической проблемой.

Цель работы. Разработка методов математического моделирования, оценки характеристик нагруженности и совершенствования динамических свойств на основе структурной оптимизации силовых передач машинно-тракторных агрегатов с активными и пассивными рабочими органами.

Рассмотрены следующие задачи исследования:

построение математических моделей и нахождение динамических характеристик силовой передачи машинно-тракторного агрегата с активными и пассивными рабочими органами, как системы с большим числом степеней свободы;

оценка динамических характеристик экспериментальных нестационарных тензометрических процессов нагруженности силовых передач на основе вейвлет-анализа;

разработка метода совершенствования динамических свойств и снижения нагруженности силовых передач машинно-тракторных агрегатов на основе структурной оптимизации путем введения пассивных и активных дополнительных связей.

Данные задачи были рассмотрены на примерах исследования динамической нагруженности силовых передач агрегатов: трактора ЛХТ-55 с плугом, трактора-бульдозера Т-4П (экспериментального) и трактора ДТ-75Б с орудием МДН-3 и ЩДМ-1.

Первоначальным этапом исследования динамической нагруженности силовых передач машинно-тракторных агрегатов является построение математических моделей и оценка динамических характеристик.

Динамические модели машинных агрегатов с пассивными и активными рабочими органами в линейном приближении могут быть представлены в виде цепочной и разветвленной крутильно-колебательных систем с n массами, имеющими моменты инерции J_k и соединенными безмассовыми жесткостями c_k , при случайных возмущениях $P_k(t)$ и демпфирующих силах с коэффициентами демпфирования $b_k(t)$ [1].

По разработанным динамическим схемам представляются математические модели в виде систем дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами, по которым могут быть найдены передаточные функции и оценены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) (авторами разработан алгоритм и

составлены программы). Например, из расчетов АЧХ для лесохозяйственного агрегата на базе трактора ЛХТ-55 с пассивным рабочим органом при его движении на первой передаче существенные амплитуды колебаний наблюдаются в области собственных частот, причем колебания от движителей распространяются по всей трансмиссии и доходят до первичного вала коробки передач, а от газовых и инерционных сил двигателя – значительно снижаются по амплитуде. Анализ динамики десятимассовой модели силовой передачи лесомелиоративного агрегата в составе трактора ДТ-75 Б с активным рабочим органом ШДМ-1 представлен на графике АЧХ (рис. 1).

Следует отметить, что разработанный метод оценки амплитудно-частотных характеристик позволяет наблюдать в диалоговом режиме с компьютером изменения динамических свойств, варьируя теми или иными конструктивными параметрами и зная частотные режимы основных возмущающих воздействий.

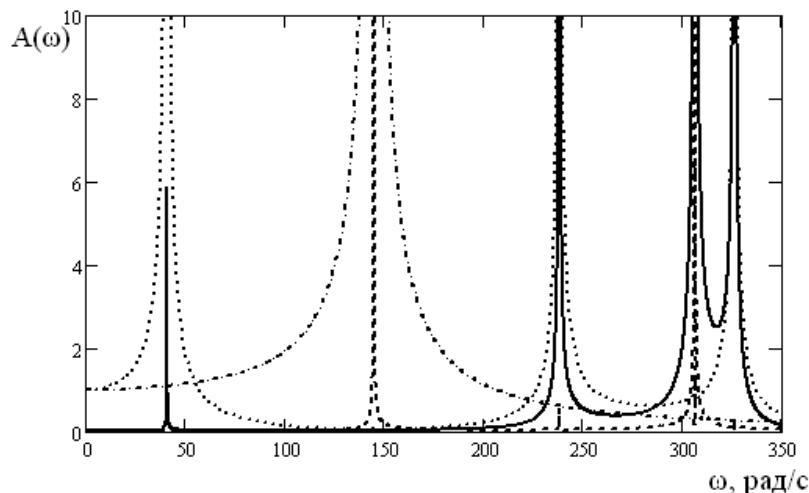


Рис. 1. АЧХ трансмиссии ДТ-75 с орудием, имеющим активный рабочий орган (ШДМ-1). Воздействия: от фрезы на вал сцепления (—); от фрезы на ВОМ (•••); от двигателя на фрезу (- - -); от фрезы на КПП (- · -)

Следующим этапом исследования динамической нагруженности силовых передач является анализ и оценка динамических характеристик экспериментальных нестационарных тензометрических процессов нагруженности силовых передач.

Преобразование Фурье давно и с успехом применяется для оценки статистических характеристик нагруженности (корреляционных функций, спектральных плотностей и др.) как стационарных, так и нестационарных случайных процессов динамики с применением методов сглаживания, фильтрации, усреднения и т.д. Работа современных МТА в основном состоит из переходных процессов, представляющих собой нестационарные случайные процессы. Одним из путей более полного исследования нестационарных динамических процессов нагруженности являются методы вейвлет-анализа.

В отличие от преобразования Фурье результатом вейвлет-преобразования является двумерная функция амплитуд $V(a,b)$, где a – временной масштаб (частота), b – временная локализация и представляет собой (частотно-) масштабно-временной спектр, который дает информацию об эволюции относительного вклада составляющих воздействий разного масштаба (частот) во времени. Непрерывное вейвлетное преобразование представляется в виде свертки

$$V(a, b) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \psi'_{a,b}(t) dt,$$

где $x(t)$ – случайный процесс;

$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi_0\left(\frac{t-b}{a}\right)$ – двухпараметрическая вейвлетная функция, получающаяся из базисного (материнского) вейвлета $\psi_0(t)$.

Для примера приводятся расчеты вейвлет-спектров случайных про-

цессов нагруженности (рис. 2) элементов силовой передачи трактора-бульдозера Т-4П на основе базисного вейвлета "мексиканская шляпа".

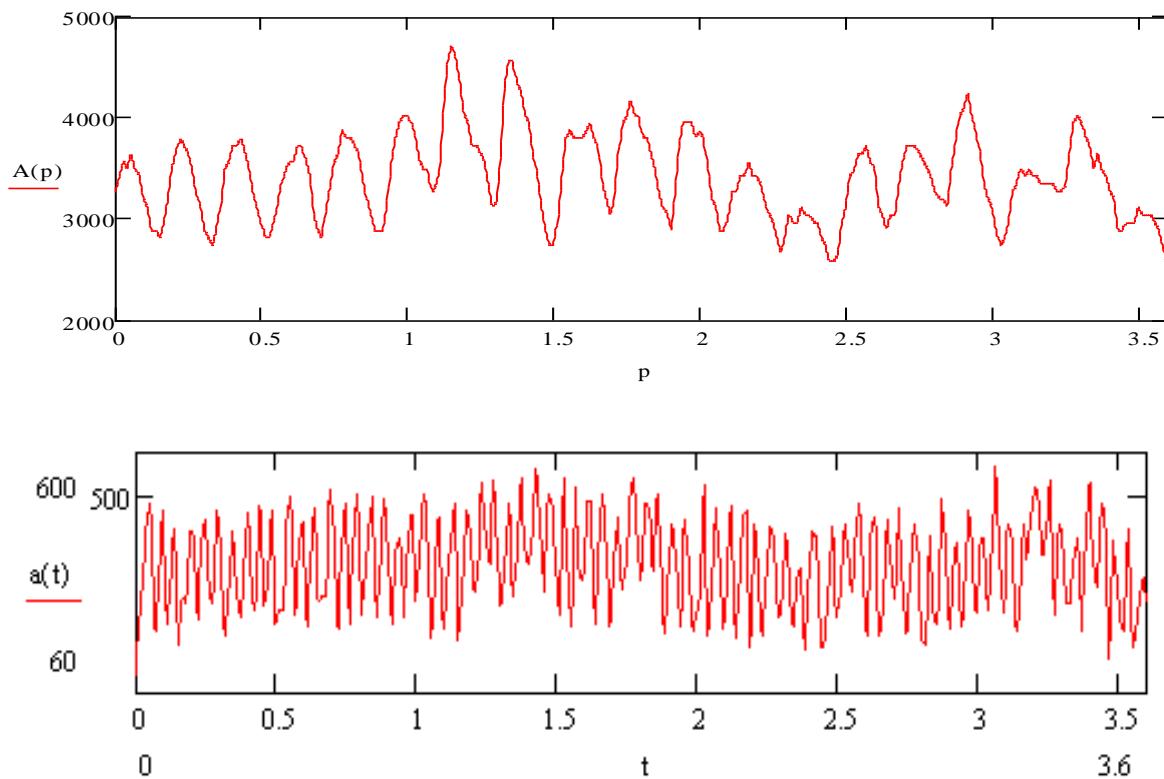


Рис. 2. Осцилограммы крутящего момента $A(p)$, Нм на полуоси трактора и крутящего момента $a(t)$, Нм на валу муфты сцепления трактора (t, p – время, с)

В результате расчетов в системе MathCad получены соответственно вейвлет-спектры (рис. 3), где t – время, a – масштаб (обратная величина частоте и для каждого базисного вейвлета находится по определенной зависимости).

Сравнивая вейвлет-спектры с осцилограммами, можно наблюдать изменения частоты колебаний с течением времени для данных случайных процессов, поведение различных частотных воздействий в зависимости от времени. Так, например, частота от гусеничного воздействия в начале внедрения отвала в грунт падает, затем снова возрастает, появляются низкочастотные воздействия от сопротивления грунта, которые растут по частоте.

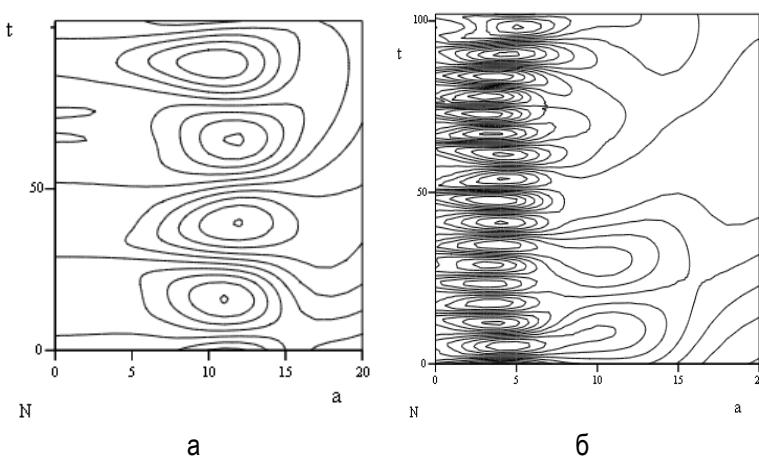


Рис. 3. Вейвлет-спектры случайных процессов на полуоси (а) и на валу муфты сцепления (б)

Интересно отметить, что изменения частоты от полупорной гармоники двигателя коррелируют с изменениями частоты гусеничного воздействия и сопротивления грунта. Следует отметить, что таких характерных изменений мы не смогли бы наблюдать по характеристикам Фурье преобразования [2].

Описанная методика позволяет установить распределение амплитуд колебаний в зависимости от частоты и времени, установить временную зависимость амплитудно-частотных характеристик процесса.

Третьим этапом исследования динамической нагруженности силовых передач является совершенствование динамических свойств и характеристик.

Среди основных направлений повышение надежности и долговечности силовых передач и оптимизации динамических свойств можно выделить два:

выбор оптимальных конструктивных параметров силовой передачи (параметрическая оптимизация);
рациональный выбор структуры силовой передачи (структурная оптимизация).

Структурная оптимизация рассматривается в направлении снижения динамических колебаний на основе методов вибroteхнологий путем введения пассивных и активных дополнительных связей систем виброзащиты и виброизоляции.

Рассмотрим АЧХ многомассовых систем при введении дополнительных связей при силовом и кинематическом воздействии на систему (рис. 4).

Система уравнений с введенной дополнительной связью в виде одномассовой цепи $c_{n-1} - J_{n+1} - c_{n+2}$ имеет вид

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) = M_g(t), \\ \dots \\ J_n \ddot{x}_n + c_{n-1}(x_{n-1} - x_n) + c_n(x_n - x_{n+2}) + c_{n+1}(x_n - x_{n+1}) + c_{n+2}(x_n - x_{n+2}) = 0, \\ \dots \\ J_{n+1} \ddot{x}_{n+1} + c_{n+1}(x_n - x_{n+1}) + c_{n+2}(x_{n+1} - x_{n+2}) = F_e(t), \\ J_{n+2} \ddot{x}_{n+2} + c_n(x_n - x_{n+2}) - c_{n+2}(x_{n+1} - x_{n+2}) = M_c(t). \end{array} \right.$$

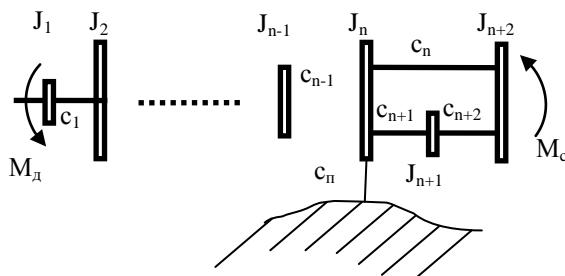


Рис. 4. Динамическая модель с учетом дополнительных связей при силовом и кинематическом воздействии на систему

На примере шестимассовой модели трансмиссии ЛХТ-55, с введенной дополнительной связью, передаточные функции виброизоляции силовой передачи от сил технологического сопротивления $M_c(t)$ на вал муфты сцепления имеют вид

$$W_{1 \rightarrow 7}(iw) = \frac{\varphi_1}{M_c} = \frac{x_1 - x_2}{M_c} = \frac{A_{7-1} - A_{7-2}}{\Delta},$$

где $A_{7-1} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 (a_6 \cdot a_7 - d_6 \cdot a_5)$,

$$A_{7-2} = -d_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 (a_6 \cdot a_7 - d_6 \cdot a_5),$$

$$\Delta = D_{1-4} \cdot D_{5-7}^* - a_4^2 \cdot D_{1-3} \cdot D_{6-7}' ;$$

$$D_{5-7}^* = \begin{vmatrix} d_5 & a_6 & a_5 \\ a_6 & d_6 & a_7 \\ a_5 & a_7 & d_7 \end{vmatrix}, \quad D_{6-7}' = \begin{vmatrix} d_6 & a_7 \\ a_7 & d_7 \end{vmatrix}.$$

Можно рассмотреть нули передаточной функции, приравняв числитель к нулю, и тем самым определить частоты и режимы динамического гашения колебаний.

$$A_{7-1} - A_{7-2} = 0, \text{ т.е. } (a_1 + d_1) \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 (a_6 \cdot a_7 - d_6 \cdot a_5) = 0.$$

Рассмотрим нахождение передаточных функций виброзащиты от микропрофиля при введении пассивных динамических связей (жесткостных или демпфирующих) на участке $J_{mp} - c_n - x_n$ (J_{mp} – момент инерции подвески, c_n – жесткость грунта). Передаточная функция виброзащиты от воздействия микропрофиля x_n на вал муфты сцепления имеет вид

$$W_{1-5}(iw) = \frac{\varphi_1}{c_n x_n} = \frac{A_{5-1} - A_{5-2}}{\Delta} = \frac{(d_1 + a_1) \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 \cdot d_6}{D_{1-6}},$$

где $\Delta = D_{1-6} = \begin{bmatrix} d_1 & a_1 \\ a_1 & d_2 & a_2 \\ a_2 & d_3 & a_3 \\ a_3 & d_4 & a_4 \\ a_5 & d_5 & a_5 \\ a_5 & d_6 \end{bmatrix}$.

Рассмотрим разветвленную схему с приводом активного рабочего органа при введении дополнительных связей на месте сцепного устройства с агрегатируемым орудием (рис. 5).

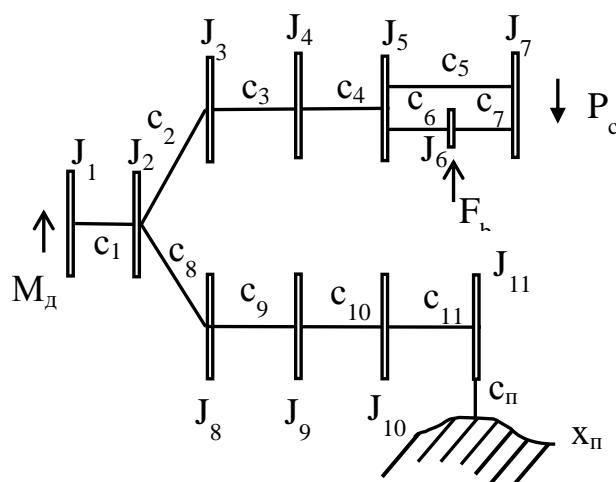


Рис. 5. Динамическая схема с приводом активного рабочего органа при введении дополнительных связей

Вышеупомянутыми разработанными методами нахождения передаточных функций в зависимости от конструктивных параметров могут быть найдены АЧХ от различных воздействий. Например, АЧХ виброизоляции от воздействия фрезы на вал муфты сцепления находится

$$W_{1-7}(iw) = \frac{\varphi_1}{P_c} = \frac{A_{7-3} - A_{7-4}}{\Delta} = \frac{(d_1 + a_1) \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 \cdot \begin{vmatrix} a_6 & a_5 \\ d_6 & a_7 \end{vmatrix} \cdot D'_{8-11}}{\Delta},$$

$$\Delta = |A| = D^{*}_{1-7} \cdot D_{8-11} - a_8^2 \cdot D_{1-1} \cdot D^{*}_{3-7} \cdot D'_{9-11}, D^{*}_{1-7} = D_{1-4} \cdot D^{*}_{5-7} - a_4^2 \cdot D_{1-3} \cdot D'_{6-7},$$

$$D^{*}_{3-7} = D_{3-4} \cdot D^{*}_{5-7} - a_4^2 \cdot D_{3-3} \cdot D'_{6-7}, D^{*}_{5-7} = \begin{vmatrix} d_5 & a_6 & a_5 \\ a_6 & d_6 & a_7 \\ a_5 & a_7 & d_7 \end{vmatrix},$$

$$D'_{k \times n} = \begin{vmatrix} d_k & a_{k+1} & & & \\ a_{k+1} & d_{k+1} & a_{k+2} & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ & & & a_n & d_n \end{vmatrix}.$$

Варьируя параметрами введенной одномассовой цепи c_6, c_7, J_6 и управляя вибрационным воздействием $F_b(t)$, можно добиться оптимизации динамических свойств.

На основе данных исследований был проведен ряд расчетов по изучению динамических свойств и характеристик трактора-бульдозера Т-4П при введении дополнительных связей. При увеличении параметра жесткости сцепного устройства третья собственная частота растет и значение амплитудно-частотной характеристики падает в диапазоне частот от 30 рад/с и выше (рис. 6). В области первых собственных частот АЧХ остается без изменения.

При введении дополнительной пассивной связи с передаточной функцией $L(p)=mp^2$ изменения АЧХ при варьировании параметра массы m представлены на рисунке 7. Как видно из рисунка, третья собственная частота уменьшается, а первые частоты остаются без изменения и АЧХ меняются в соответствии с изменениями собственных частот.

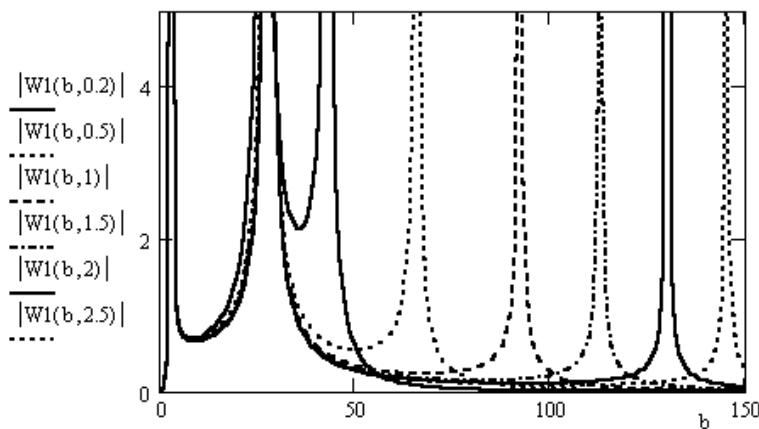


Рис. 6. Изменения АЧХ $|W(b, i)|$ от сил сопротивления до силовой передачи с увеличением жесткости сцепного устройства (b – частота, рад/с, i – коэффициент увеличения жесткости)

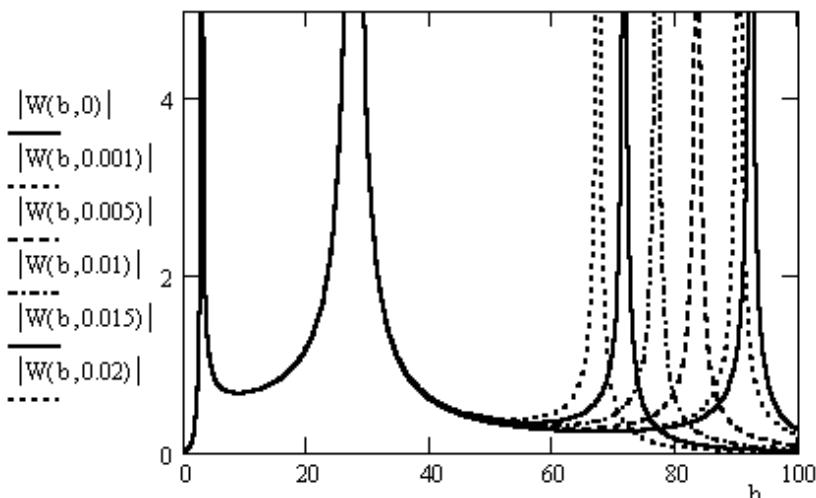


Рис. 7. Изменения АЧХ $|W(b, m)|$ от сил сопротивления до силовой передачи с увеличением массы дополнительной пассивной связи

Введение активных дополнительных связей даже с одномассовой цепью и дополнительным вибрационным воздействием приводит к обилию расчетов из-за большого количества вариантов цепи. Поэтому в данной

работе приведем только один из частных случаев. На рисунке 8 приведены результаты расчетов вынужденных колебаний при синусоидальном воздействии на агрегат определенной частоты и амплитуды. Расчеты показывают, что наибольшее снижение колебаний силовой передачи наблюдается при равенстве частоты вибрационного воздействия частоте воздействия на агрегат.

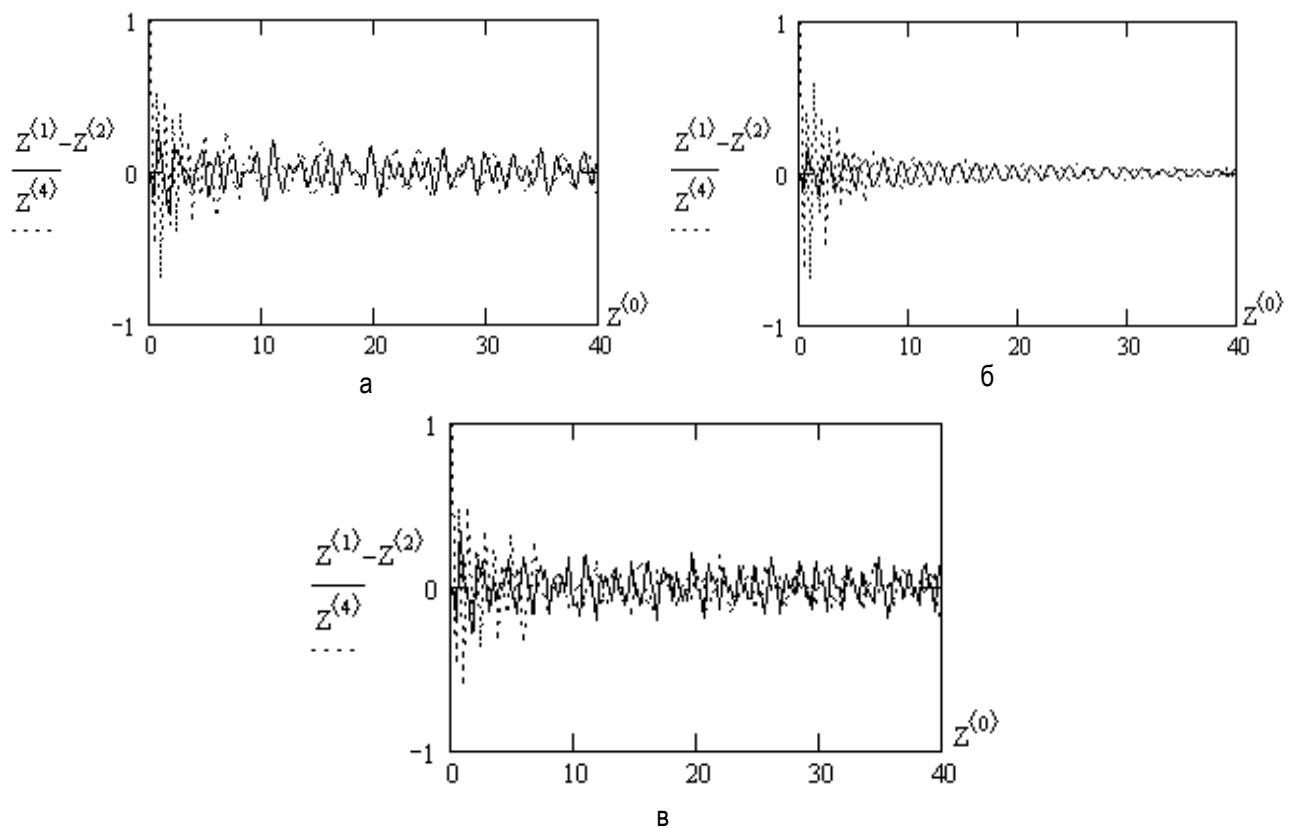


Рис. 8. Колебания системы (амплитуды колебаний силовой передачи - —, агрегатируемого орудия - ----):
а – без вибрационного воздействия; б – частота вибрационного воздействия равна частоте P_c ; в – частота вибрационного воздействия не равна частоте P_c

Выводы

1. Разработанный метод построения математических моделей динамики силовых передач МТА и нахождения динамических характеристик позволяет выявить изменения динамических свойств в зависимости от внешних воздействий и конструктивных параметров.
2. Предлагаемый метод оценки статистических характеристик динамических процессов силовых передач на основе вейвлет-анализа позволяет установить частотно-временной спектр нагруженности.
3. Разработана методологическая основа совершенствования динамических свойств силовой передачи путем введения активных и пассивных дополнительных связей (в виде различных динамических устройств, пружин, демпферов и др.) методами структурной оптимизации.

Таким образом, реализовывается основной принцип построения модели, более адекватной реально-му объекту, на основе априорной и апостериорной информации и корректировки (совершенствование) структуры и параметров объекта.

Литература

1. Свитачев А.И., Орловский С.Н. Анализ динамических свойств силовых передач лесохозяйственных агрегатов с активными рабочими органами // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование / ИрГУПС. – Иркутск, 2007. – №1(13).

2. Святачев А.И., Гозбенко В.Е., Чекаев А.Н. Совершенствование динамических свойств силовых передач машинных агрегатов на основе методов вибротехнологий // Транспортная инфраструктура Сибирского региона: мат-лы межвуз. науч.-практ. конф. – Т. 2 / ИрГУПС. – Иркутск, 2009.



УДК 630.323

В.В. Побединский, А.В. Берстенёв

КОНСТРУКЦИИ СОВРЕМЕННЫХ ОКОРОЧНЫХ ИНСТРУМЕНТОВ

Выполнен обзор применяемого в мировой практике современного окорочного инструмента и предложена классификация способов управления прижимом короснимателей. Приведен подробный анализ конструкций наиболее распространенных на сегодня инструментов, используемых в различных типах станков.

Ключевые слова: роторный окорочный станок, гидропривод, пневмопривод, ротор, окорочный инструмент.

V.V. Pobedinsky, A.V. Berstenev

MODERN BARKING TOOL DESIGNS

Review of the applied in the world practice modern barking tool is conducted and classification of the ways for the barking tool clamp management is offered. The detailed analysis of the most widespread tool designs for today that are used in various types of machining stations is given.

Key words: rotary barking machining station, hydraulic drive, pneumatic drive, rotary, barking tool.

Технологии комплексной переработки древесины в лесопромышленных странах предусматривают обязательную окорку лесоматериалов. Практически все сортименты, за исключением дров, окариваются перед дальнейшим использованием. В этом процессе определяющую роль играет механизм режущего инструмента (МИ), представляя собой узел, наиболее подверженный нагрузкам со стороны обрабатываемого ствола. Разработка новых конструкций, модернизация окорочных станков в значительной степени связаны с совершенствованием МИ. По этой причине самое пристальное внимание ученых уделялось исследованиям окорочного инструмента [1–5].

Выполнение предварительного анализа конструкций играет важную роль, так как позволяет определить направление дальнейших теоретических исследований и резервов конструктивного совершенствования. С этой целью был проведен этап исследований конструкций окорочных инструментов, применяемых на сегодня в мировой практике, основные результаты которого изложены в настоящей статье.

Для достижения цели решались следующие задачи:

на основе анализа применяемых в мировой практике станков разработать классификацию конструкций с применением гидро- и пневмопривода;

определить тенденции в применении гидро- и пневмопривода;

определить конструктивные особенности применения гидро- и пневмопривода по каждому типу, исполнению и рабочему органу станков;

определить применения средства автоматики для управления гидро- и пневмоприводом рабочих органов станков;

выработать рекомендации по дальнейшему совершенствованию станков отечественного выпуска.

В процессе развития окорочного оборудования можно выделить определенные этапы. Так в 50–60 годах изучались принципы окорки, создавались различные модели станков, инструментов. В 60–70 годах большая часть работ была посвящена изучению процессов взаимодействия инструмента с обрабатываемым стволом и физико-механических процессов окорки. В результате к концу 70-х годов было создано большое количество инструментов, отличающихся принципом действия, назначением, конструктивным исполнение и способом прижима. В этот же период до 80-х годов была создана унифицированная гамма РОС и развивалось производство станков. После середины 80-х годов были намечены мероприятия по их совершенствованию и созданию гаммы