

versal – Anbau – Exaktfeld hacksler “Champion 3000”. – Stadtlohn: Mashinenfabrik Kemper GmbH, 1986, -25р. 3. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. – М., Машиностроение, 1968. - 112с.; 4. Есипенко Я.И. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. – Киев: Наук. думка, 1972. - 64с.; 5. Муфты предохранительные кулачковые, шариковые и фрикционные: Методы расчетов: Рекомендации ГОССТАНДАРТа и НИИНМАШ. – М., 1979. – 27 с.; 6. Разработка приводов рабочих органов и трансмиссий кормоуборочных комбайнов "Полесье": Отчет о НИР (заключит.)/ Рук. А. Т. Скойбеда. - № ГР 01.86.0091539. – Мн., 1990. – 95с.; 7. Калина А.А. Система динамической защиты приводов рабочих органов кормоуборочных комбайнов. Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02/ Ин-т механики и надежности машин НАН РБ. – Минск, 2004. – 22с.

УДК 621.825.5

А. А. Калина

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ЗЕЛЕННОЙ МАССЫ НА ПИТАЮЩИЙ АППАРАТ КОМБАЙНА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Рост производительности кормоуборочных машин связан с повышением их энергонасыщенности и, как следствие, увеличением нагруженности деталей и узлов приводов, особенно на переходных режимах. При выполнении технологического процесса не исключена возможность перегрузок в трансмиссии, которые, в большинстве случаев, наблюдаются вследствие останковки вальцов питающего аппарата при забивании последнего зеленой массой или при попадании в зеленую массу инородных предметов (камней, металла и др.). При этом число отказов в комбайне увеличивается в 1,5...2,0 раза. Одним из основных путей снижения нагруженности и повышения надежности приводов рабочих органов является защита деталей приводов от перегрузок. Наиболее эффективным методом защиты приводов считается разъединение его частей при помощи предохранительных устройств, в качестве которых в большинстве комбайнов используются кулачковые или шариковые муфты.

Для исследования приводов питающих аппаратов с предохранительными муфтами методом математического моделирования составляются дифференциальные уравнения (ДУ), отражающие особенности динамического поведения системы в определенных условиях. На рис. 1. показана механическая модель кулачковой предохранительной муфты в составе трансмиссии. На рисунке обозначено: I_1 - приведённый к валу муфты момент инерции вращающихся деталей двигателя и трансмиссии, расположенных до ведущей полумуфты и самой полумуфты; I_2 -момент инерции ведомой полумуфты с обоймой; I_3 - приведённый к валу муфты момент инерции вальцов ПА и деталей их трансмиссии; I_k - момент инерции опорного кольца; ω_i – угловая скорость i -го элемента; c_{np} - коэффициент жёсткости пружины; c_{23} – коэффициент жёсткости деталей и механических соединений привода, расположенных между муфтой и вальцами; k_{np} и k_{23} -коэффициенты демпфирования соответствующих частей привода; $T_1(t; \omega)$ – движущий момент; $T_c(t; \omega)$ – момент на исполнительном механизме; T_{mj} - крутящий момент на муфте, соответствующий j -ому состоянию; m –масса поступательно перемещающихся деталей муфты; V_a - осевая составляющая скорости перемещения ведомой

полумуфты; h_i - ход ведомой полумуфты.

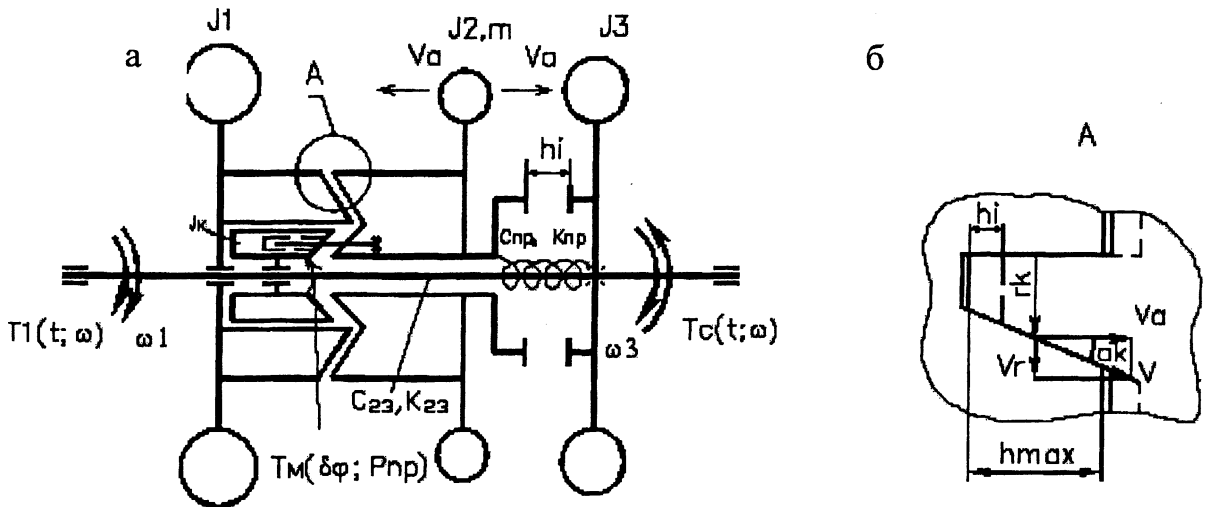


Рис. 1. Механическая модель муфты в составе привода питающего аппарата:
а - общий вид; б - схема перемещения кулачков

Математическая модель системы:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 \dot{\omega}_1 = T_1 - T_M; \quad I_2 \dot{\omega}_2 = T_M - T_{23} - k_{23}(\omega_2 - \omega_3); \\ I_3 \dot{\omega}_3 = T_{23} + k_{23}(\omega_2 - \omega_3) - T_C; \quad \dot{T}_{23} = c_{23}(\omega_2 - \omega_3); \\ T_M = (1 - \lambda)(1 + \lambda)T_{M1} - 0,5\lambda(\lambda + 1)T_{M2} - 0,5\lambda(\lambda - 1)T_{M3}; \\ m \dot{V}_a = \frac{T_M - I_2 \dot{\omega}_{ВД}}{r_k / [\operatorname{tg}(\alpha_k - \rho) - r_k f_{шл} / r_{шл}]} - H c_{np} - h_i c_{np} - k_{np} V_a; \\ \omega_1 = \omega_{ВЦ}; \quad \omega_2 - \omega_3 = \omega_{ВД}; \quad c_{np} = f(h_i), \end{array} \right. \quad (1)$$

где $\omega_{ВЦ}$, $\omega_{ВД}$ - угловая скорость ведущей и ведомой полумуфты.

Так как валцы питающего аппарата взаимодействуют непосредственно с зеленой массой, подаваемой жаткой, в модели момент на исполнительном механизме (питающем аппарате) T_c представляет собой момент сопротивления подачи указанной массы.

Процесс подачи массы при установившемся режиме работы комбайна на основании данных испытаний и литературных источников [3,4] можно считать условно стационарным, а закон распределения случайной величины (момента сопротивления) - нормальным. Для моделирования случайных процессов моментов сопротивления рекомендуется использовать алгоритмы, основанные на преобразовании последовательности независимых нормально распределенных случайных чисел (белый дискретный шум) с $m_x=0$, $\sigma^2=1$ в числовую последовательность ординат воздействий, имеющих установленный вид корреляционной функции $R_x(\tau)$ [2]. Обработка осциллограмм (см. рис. 2) позволила получить значения и построить графики корреляционных функций моментов сопротивления для каждого режима работы.

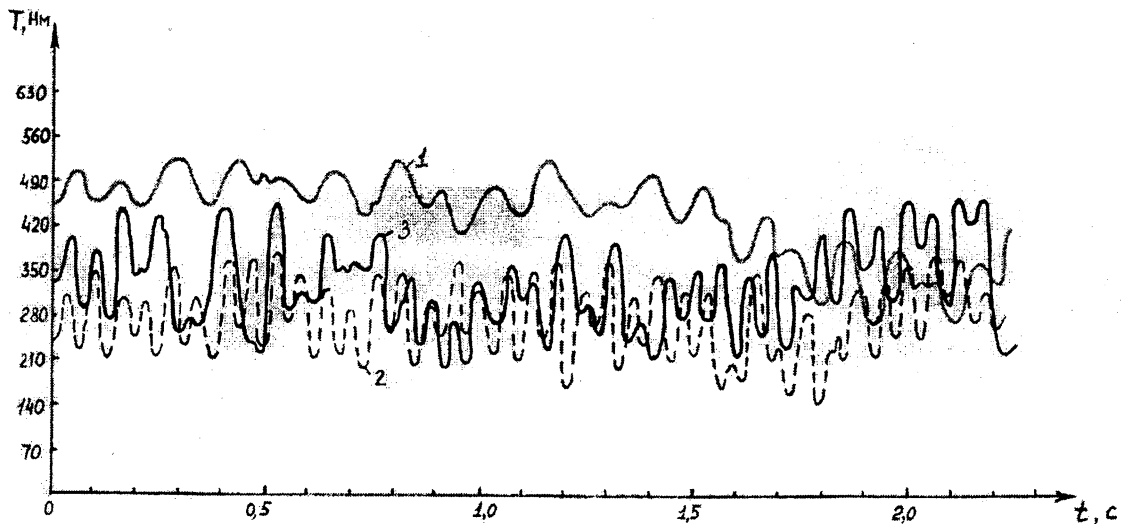


Рис. 2. Осциллограмма момента сопротивления подачи при уборке кукурузы молочной-восковой спелости: 1 – 3 передачи коробки привода рабочих органов, соответствующие различным длинам резки для зеленой массы

Определение общего вида аналитического выражения корреляционной функции и аппроксимирующих параметров на каждом режиме производилось в следующей последовательности.

По имеющейся реализации силового фактора за период t секунд получаем выборку через $\Delta t = a$ в количестве $N = t/a$ в виде таблицы j -ых точек, где $j \in [0; N]$; вычисляем математическое ожидание m_x процесса, среднее квадратичное отклонение σ_x и коэффициент корреляции r_x .

Рассчитываем значения корреляционной функции $R_x(j)$ для интервалов корреляции, соответствующих j -ым точкам:

$$R_x(j) = \frac{\sum_{i=1}^{N-j} [(x_i - m_x)(x_{i+j} - m_x)]}{(N-j)}, \quad (2)$$

где m_x - математическое ожидание процесса; j - коэффициент, соответствующий интервалу корреляции $\tau_j = j a$; x_i, x_{i+j} - значения реализации.

По полученным значениям $R_x(j)$ строим график $R_x(\tau)$ для каждого режима работы (на различных длинах резки). Подбираем аналитическое выражение, моделирующее графики $R_x(\tau)$ и аппроксимирующие параметры.

Корреляционная функция момента сопротивления при работе комбайна на различных режимах:

$$R(\tau) = \sigma^2 (e^{-\alpha\tau} \cos \beta_1\tau - B \sin \beta_2\tau), \quad (3)$$

где σ^2 - дисперсия случайного процесса; $\alpha, \beta_1, \beta_2, B$ - аппроксимирующие параметры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Альгин В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. - Минск, "Навука і тэхніка", 1995.; 2. Фурунжиев Р.И. Вычислительная техника и ее применение. - Минск: высш. шк., 1984. - 462 с.; 3. Орештейн В.Е. Рабочий процесс питающего-измельчающего аппарата: Дис. Канд.

техн. наук: 05.02.01. Ростов-на-Дону, 1987.-176.; 4. Чупрынин Ю.В., Шуринов В.А., Балакин В.А. Частотные свойства трансмиссии самоходного энергосредства//Тракторы и с.х машины.-2000.-№10.

УДК 623.005.2:629.114.2

Ю.Е. Атаманов, Г.А. Таяновский

ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВУХПОТОЧНОЙ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Концепция бесступенчатой технологии привода колес и активных рабочих органов (АРО) путем использования в трансмиссиях модулей двухпоточных гидромеханических передач (ОГМП) с внешним разделением мощностей на основе планетарных механизмов и объемных гидропередач (ОГП) получает все большее распространение, благодаря преимуществам такой технологии по возможностям управления, повышения производительности, экономичности и показателей других эксплуатационных свойств тракторных агрегатов [1, 2].

За счет бесступенчатого изменения передаточного отношения привода к колесам становится возможным реализовывать сложные алгоритмы объединенного управления двигателем, трансмиссией и колесами или АРО для достижения различных целей управления, например таких, как: постоянство скорости движения, минимальный расход топлива при требуемой производительности, максимальная проходимость или другие рациональные результаты эксплуатации тракторного агрегата [1].

Выбор структуры, параметров и алгоритмов управления двухпоточной трансмиссии колесного трактора требует учета специфики и многообразия выполняемых технологических операций и отвечающих им штатных режимов работы, проведения исследований рабочего процесса и создания методики структурно-параметрического синтеза колесных тракторов с такими моторно-трансмиссионно-двигательными установками (МГДУ), неотъемлемой частью которых является и система управления. В связи с этим представляет интерес рассмотрение различных аспектов проектного обоснования двухпоточной трансмиссии колесного трактора.

Наиболее приемлемая конструктивная концепция двухпоточной трансмиссии колесного трактора состоит в том, что такая трансмиссия должна быть гидромеханической вально-планетарной диапазонной с переключением диапазонов под нагрузкой и с бесступенчатым изменением передаточного отношения внутри диапазона путем управления регулируемые объемными гидромашинами, валы которых механически связаны зубчатыми колесами с разными звеньями механической передачи.

В с.-х. тракторах целесообразно применение простейших двухпоточных трансмиссионных модулей (ДТМ) с дифференциалом на входе или на выходе [2]. При использовании двух дифференциалов возможны еще три разновидности структурных схем ДТМ: с параллельным, параллельно-последовательным и с последовательным соединением дифференциалов.

Статические характеристики ДТМ с одним и двумя дифференциалами в виде выражений для определения их выходных величин по заданным значениям угловой