

УДК 681.523 (075.8)

**Е.Я.Строк, Л.Д.Бельчик, кандидаты технических наук**

*ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», г.Минск, Республика Беларусь*

## Разработка алгоритма управления навесным устройством зерноуборочного комбайна с использованием математического моделирования

В статье рассмотрены вопросы компьютерного моделирования системы автоматического копирования рельефа поля с целью разработки ее алгоритма управления. Полученные параметры алгоритма позволяют создать систему автоматического копирования рельефа поверхности поля, соответствующую конструктивным и эксплуатационным показателям высокого технического уровня.  
**алгоритм управления, продольное и поперечное копирование, компьютерное моделирование**

Эффективность выполняемых зерноуборочных операций в основном определяется точностью копирования рельефа поля жаткой комбайна. С этим связано уменьшение потерь урожая и увеличение производительности зерноуборочной техники. Для получения необходимых показателей качества работы комбайна, обеспечивающего поддержание высоты среза скашиваемых культур на заданном уровне, большое значение имеет определение структуры и параметров алгоритма функционирования, а также рациональных конструкционных параметров системы автоматического копирования рельефа поля. При этом целесообразно использовать математическое моделирование, позволяющее проводить абстрактный синтез системы управления с учетом структурных параметров и динамических свойств.

Копирование микрорельефа поля жаткой комбайна представляет собой колебательный процесс. Основным источником низкочастотных колебаний комбайна являются неровности почвы. При скорости комбайна до 8 км/ч и воздействии значительных инерционных нагрузок эти неровности могут вызвать колебания жатки с частотой до 1 Гц, что ухудшает точность копирования [1].

Электрогидравлические системы управления содержат существенно нелинейные элементы, например, сухое трение в гидроцилиндрах, перекрытие на управляющих кромках золотников, предварительное поджатие возвратных пружин, зону нечувствительности, гистерезис, насыщение по электрическому току и гидравлическому потоку, квадратичную зависимость между расходом и перепадом давления и т. д. Поэтому при составлении математического описания динамической системы копирования приняты следующие допущения: волновые процессы в гидравлических магистралях не влияют на динамику привода; модуль упругости рабочей жидкости является постоянной величиной, которая не зависит от давления и температуры; нерастворенный воздух в жидкости отсутствует; коэффициент вязкости жидкости и коэффициенты расхода управляемых дросселей распределителя являются постоянными величинами; гидравлические потери в трубопроводах между распределителем, силовым гидроцилиндром и насосом не учитываются.

Работа гидропривода системы копирования рельефа поля описывается двумя типами уравнений, которые соответствуют физическим явлениям в этой системе.

Движение сосредоточенных масс представлено в виде дифференциальных уравнений второго порядка, а неразрывность циркулирующей в гидросистеме рабочей жидкости выражается уравнениями баланса расходов [2]. Идентификация модели по переходным характеристикам гидропривода комбайна, а также по реализациям рабочих процессов при переезде через определенные препятствия проводится с использованием экспериментальных данных цифрового осциллографирования.

На рисунке 1 показана схема динамической системы.

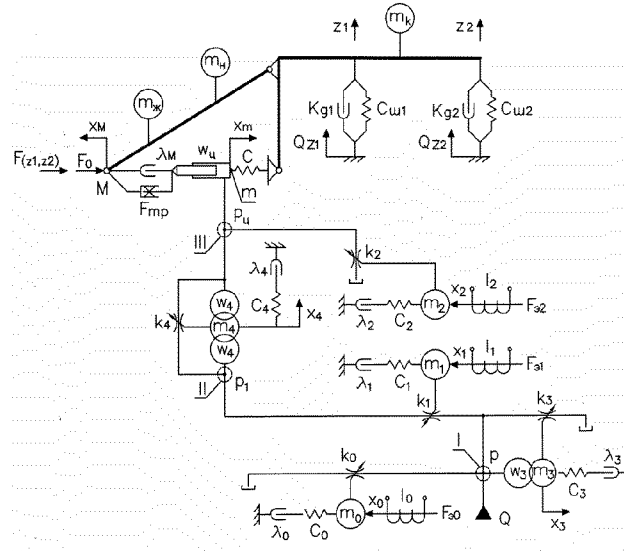


Рисунок 1 – Схема динамической системы продольного копирования

Масса, приведенная к штоку гидроцилиндра, определяется по формуле

$$M = m_{ж} K_{G1M}^2 + m_n K_{G2M}^2 + m_{ш}, \quad (1)$$

где  $m_{ж}$ ,  $m_n$  и  $m_{ш}$  - массы наклонной камеры, жатки и штока гидроцилиндра, кг;  $K_{G1M}$  и  $K_{G2M}$  - коэффициенты передач.

Весовая нагрузка, приведенная к штоку гидроцилиндра в положении равновесия,

$$F_0 = G_1 K_{G1M} + G_2 K_{G2M}. \quad (2)$$

Баланс расходов для узла I определяется уравнением

$$q - k_1 \sqrt{p - p_1} - k_2 \sqrt{p_u} - \sqrt{p} (k_3 + k_0) - \frac{V_{T1}}{E_1} \frac{dp}{dt} = 0, \quad (3)$$

Причем

$$k_0 = \mu_2 \pi d_0 (X - x_0) \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}}; \quad k_1 = \mu_1 \pi d_1 x_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}};$$

$$k_2 = \mu_2 \pi d_2 x_2 \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}}; \quad k_3 = \mu_2 \pi d_3 x_3 \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

где  $q$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  
 $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  и  $k_0$  – проводимости впускного золотника, выпускного и переливного клапанов, а также клапана блокировки циркуляции соответственно,  $\text{м}^4/\text{с}/\text{Н}^{1/2}$ ;  
 $p$  и  $p_1$  – соответственно давления в напорном трубопроводе насоса и полости распределителя между впускным дросселем и обратным клапаном, Па;  
 $V_{T1}$  – объем напорного трубопровода насоса,  $\text{м}^3$ ;  
 $E_1$  – приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости для насосного трубопровода, Па;  
 $\mu_1$  и  $\mu_2$  – коэффициенты расхода золотника и клапана;  
 $d_0$ ,  $d_1$ ,  $d_2$  и  $d_3$  – диаметры клапана блокировки циркуляции, впускного золотника, выпускного и переливного клапанов соответственно, м;  
 $X$  – величина открытия клапана в режиме циркуляции жидкости на слив, м;  
 $x_0$ ,  $x_1$ ,  $x_2$  и  $x_3$  – перемещения соответствующих золотников и клапанов, м;  
 $\rho$  – плотность рабочей жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  
 $\alpha$  – угол при вершине затвора клапана, рад.  
Уравнение баланса расходов для узла II имеет вид

$$k_1\sqrt{p-p_1} - k_4\sqrt{p_1-p_u} - \frac{V_{T2}}{E_1} \frac{dp_1}{dt} = 0, \quad (4)$$

причем

$$k_4 = \mu_2 \pi d_4 x_4 \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

где  $k_4$  – проводимость обратного клапана,  $\text{м}^4/\text{с}/\text{Н}^{1/2}$ ;  
 $V_{T2}$  – объем в полости распределителя между впускным золотником и обратным клапаном,  $\text{м}^3$ ;  
 $d_4$  и  $x_4$  – диаметр и перемещение обратного клапана, м.  
Баланс расходов для узла III определяется по выражению

$$k_4\sqrt{p_1-p_u} - 3\omega_u \left( \frac{dx_M}{dt} + \frac{dx_m}{dt} \right) - k_2\sqrt{p_u} - 3 \frac{V_u}{2E_2} \frac{dp_u}{dt} = 0, \quad (5)$$

где  $x_M$  – координата штока (точка М) гидроцилиндра, м;  
 $x_m$  – координата корпуса (точка m) гидроцилиндра, м;  
 $V_u$  – объем гидроцилиндра,  $\text{м}^3$ ;  
 $E_2$  – приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости для гидроцилиндра, Па.

Комбайн с жаткой в режиме колебаний в продольно-вертикальной плоскости можно заменить эквивалентной трехмассовой системой, движение которой описывается дифференциальными уравнениями. Путем интегрирования указанных уравнений определяются обобщенные координаты  $z_1$  и  $z_2$  – вертикальные перемещения осей соответственно передних и задних колес комбайна.

Осевое перемещение штока гидроцилиндра  $x_M$  в точке подсоединения к жатке определяется из уравнения

$$M \frac{d^2 x_M}{dt^2} = 3\omega_{\psi} \delta p_{\psi} - \lambda_M \frac{dx_M}{dt} - (F_{СТР} - r \frac{dx_M}{dt}) \text{sign} \frac{dx_M}{dt} - F_d, \quad (6)$$

где  $\delta p_{\psi}$  – отклонение величины давления в гидроцилиндре от равновесного значения, Па;

$M$  – приведенная масса, кг;

$F_{СТР}$  – сила страгивания, Н;

$r$  – коэффициент, характеризующий уменьшение силы трения при возрастании скорости, Н·с/м;

$\lambda_M$  – параметр затухания, Н·с/м;

$\text{sign} \frac{dx_M}{dt} = \frac{dx_M}{dt} / \left| \frac{dx_M}{dt} \right|$  – функция Кронекера.

Для корпуса гидроцилиндра с учетом податливости его основания можно записать уравнение движения

$$m \frac{d^2 x_m}{dt^2} = \omega_{\psi} \delta p_{\psi} - cx_m - \lambda_m \frac{dx_m}{dt}, \quad (7)$$

где  $m$  – масса корпуса гидроцилиндра, кг;

$\lambda_m$  – параметр затухания, Н·с/м.

Высота среза определяется по выражению

$$H_F = H_{F0} + K_{z_1 F} z_1 - K_{z_2 F} z_2 + K_{MF} x_M - Q_F, \quad (8)$$

причем

$$H_{F0} = K_{z_1 F} z_{10} - K_{z_2 F} z_{20},$$

где  $H_{F0}$  – начальная (заданная) высота среза, м;

$K_{z_1 F}$  и  $K_{z_2 F}$  – коэффициенты передач от возмущений по перемещениям переднего и заднего мостов к точке  $F$ ;

$K_{MF}$  – коэффициент передачи по перемещению штока гидроцилиндра к точке  $F$ .

Величину ошибки копирования можно вычислить как разность

$$\delta H_F = H_F - H_{F0}. \quad (9)$$

Результирующее возмущение, приведенное в точку  $F$  (зона среза),

$$\sum H = K_{z_1 F} z_1 - K_{z_2 F} z_2 - Q_F. \quad (10)$$

Процесс нарастания тока в обмотке электромагнита постоянного тока описывается дифференциальным уравнением первого порядка

$$T_{\ominus} \frac{di}{dt} + i = \frac{U}{R}, \quad (11)$$

где  $T_{\ominus}$  – постоянная времени изменения тока, с;

$U$  – напряжение (управляющее воздействие), В;

$R$  – сопротивление обмотки, Ом.

Решение уравнения (11) относительно тока имеет вид

$$i = \frac{U}{R}(1 - e^{-t/T_{\text{Э}}}). \quad (12)$$

Усилie, развиваемое электромагнитом,

$$F_{\text{Э}} = k_{\text{Э}}i, \quad (13)$$

где  $k_{\text{Э}}$  – коэффициент преобразования, Н/А.

Перемещения клапана блокировки циркуляции рабочей жидкости, впускного золотника и выпускного клапана описываются дифференциальным уравнением

$$(m_i + m_{\text{я}}) \frac{d^2 x_i}{dt^2} = F_{\text{Э}} - \lambda \frac{dx_i}{dt} - c_i x_i - N_i, \quad (14)$$

где  $m_i$  и  $m_{\text{я}}$  – массы соответствующего распределительного элемента и якоря электромагнита, кг;

$\lambda$  – коэффициент вязкого трения, Н·с/м;

$c_i$  и  $N_i$  – жесткость, Н/м и усилие предварительного поджатия возвратной пружины соответствующего распределительного элемента, Н.

Перемещение переливного клапана описывается дифференциальным уравнением

$$m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = \omega_3 p - \lambda \frac{dx_3}{dt} - c_3 x_3 - N_3, \quad (15)$$

где  $m_3$  – масса клапана, кг;

$c_3$  и  $N_3$  – соответственно жесткость, Н/м и усилие предварительного поджатия возвратной пружины, Н.

Уравнение, описывающее перемещение обратного клапана, имеет вид

$$m_4 \frac{d^2 x_4}{dt^2} = \omega_4 (p_1 - p_4) - \lambda \frac{dx_4}{dt} - c_4 x_4 - N_4, \quad (16)$$

где  $m_4$  и  $\omega_4$  – соответственно масса, кг и активная площадь затвора, м<sup>2</sup>;

$c_4$  и  $N_4$  – соответственно жесткость, Н/м и усилие предварительного поджатия возвратной пружины, Н.

Выходной сигнал датчика определяется выражением

$$U_{\text{Д}} = k_{\text{Д}} H_{\text{Ф}}, \quad (17)$$

где  $k_{\text{Д}}$  – коэффициент передачи датчика, В/м.

Интегрирование вышеприведенных уравнений в среде программирования С++ позволяет определить изменение высоты среза  $H_{\text{Ф}}$  жатки при наличии обратной связи в условиях свободных и вынужденных колебаний.

Математическое описание работы контура поперечного копирования проводится аналогично вышеприведенному.

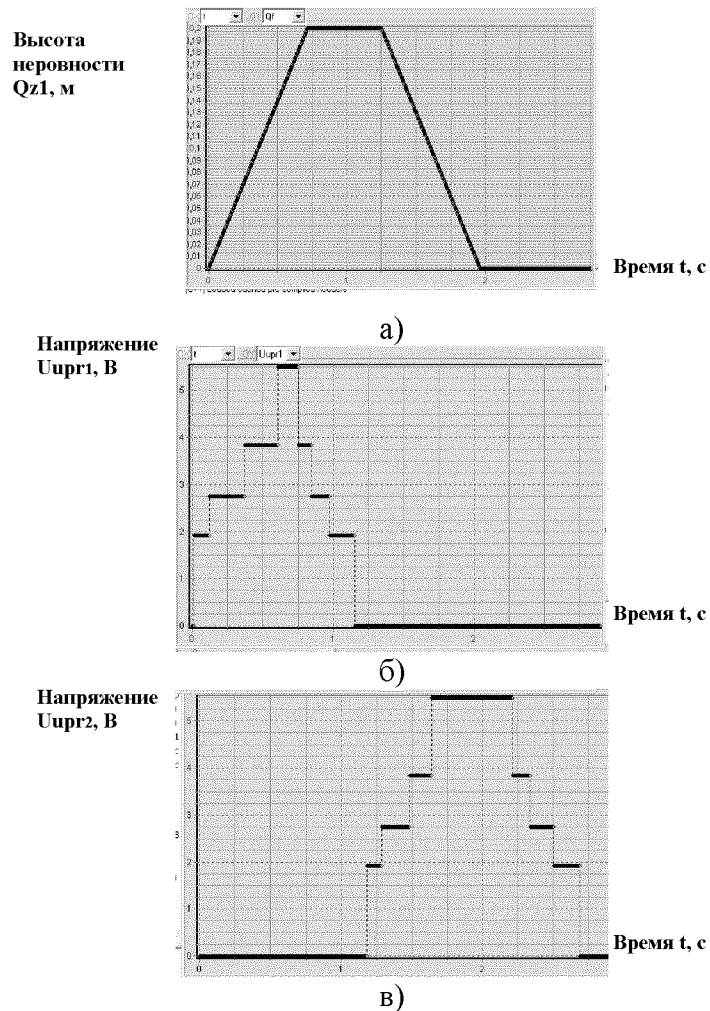
С использованием математической модели разработан алгоритм управления для системы автоматического копирования рельефа поля. Вследствие того, что управляющее воздействие в релейной системе по абсолютной величине всегда максимально, при определенных условиях можно получить оптимальный процесс,

характеризующийся минимальным временем установления и отсутствием перерегулирования.

Алгоритм управления при продольном копировании предусматривает использование следующих принципов: определение управляющего сигнала в виде Р-закона; формирование управляющего воздействия посредством четырехуровневого релейного напряжения с зоной нечувствительности и положительным гистерезисом.

Целью управления процессом поперечного копирования является минимизация разности выходных сигналов правого и левого датчиков положения жатки согласно алгоритму управления, который предусматривает: определение рассогласования в виде разности выходных сигналов датчиков со стороны левого и правого копиров и формирование управляющего сигнала согласно Р-закону; формирование управляющего воздействия релейного вида с зоной нечувствительности и положительным гистерезисом.

Реализации компьютерной модели с разработанным алгоритмом управления показывают высокое качество копирования выбранной неровности (рисунок 2).



а–профиль заданной неровности; б,в – напряжения на обмотках электромагнитов подъема и опускания соответственно

Рисунок 2 – Реализации компьютерной модели контура продольного копирования при наезде датчиками на неровность с профилем в виде трапеции (скорость движения комбайна 2 км/ч)

Использование метода компьютерного моделирования позволяет определить параметры алгоритма управления, провести оценку устойчивости и качества копирования рельефа поля. Это дает возможность создать с наименьшими затратами систему автоматического копирования рельефа поверхности для мобильных машин, соответствующую по совокупности конструкционных и эксплуатационных показателей более высокому техническому уровню.

## Список литературы

1. Алферов С.А., Калошин А.И., Угаров А.Д. Как работает зерноуборочный комбайн.- М.: Машиностроение, 1981. – 190 с.
2. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: Учебник для вузов. – Мн.: ДизайнПРО, 1997. – 640 с.

*Е. Строк, Л. Бельчик*

**Розробка алгоритму управління навісним пристроєм зернозбирального комбайна із використанням математичного моделювання**

В статті розглянуті питання комп'ютерного моделювання системи автоматичного копіювання рельєфу поля з метою розробки її алгоритму управління. Одержані параметри алгоритму дозволяють створити систему автоматичного копіювання рельєфу поверхні поля, яка відповідає конструктивним та експлуатаційним показникам високого технічного рівня.

*E. Strok, L. Belchik*

**Developing the control algorithm of the grain harvester hitch using mathematical modeling**

The article considers issues of computer simulation of a system for automatic copying the field relief to develop its control algorithm. These algorithm options allow to create a field relief automatic control system, which corresponds to the high technical level design and performance characteristics.

Получено 12.09.09