

УДК 621.398.2

UDK 621.398.2

**МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ
УПРАВЛЕНИЯ С ДРОССЕЛЬНЫМ
РЕГУЛИРОВАНИЕМ В ПРЕДОХРАНИТЕЛЕ
ЛЕСНЫХ МАШИН**

**SIMULATION OF CONTROL SYSTEM WITH
THROTTLE CONTROL IN THE FUSE OF
FORESTRY MACHINERY**

Снятков Евгений Вячеславович

Snyatkov Evgeniy Vyacheslavovich

к.т.н.

Cand.Tech.Sci.

*Воронежская государственная лесотехническая
академия, Воронеж, Россия*

*Voronezh State Academy of Forestry and Technolo-
gies, Voronezh, Russia*

Предложена система управления предохранителями лесных машин с помощью дросселя меняющего свое сечение в зависимости от усилий возникающих на стойке рабочего органа и математическая модель для получения формы кромки дросселирующего элемента. Представлено описание устройства и работы элементов конструкции предохранителя

The system of control of fused forest machines with throttle, which change their cross-section as a function of effort, occurring at the front of the working body and the mathematical model for edge throttling element is presented. The description of the device and design elements of a fuse is given

Ключевые слова: ПРЕДОХРАНИТЕЛЬ РАБОЧИХ
ОРГАНОВ, СИЛОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА,
СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ С ДРОССЕЛЬНЫМ
РЕГУЛИРОВАНИЕМ, ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЕ
ОРУДИЕ

Keywords: FUSE OF WORKING PARTS, POWER
CHARACTERISTICS, CONTROL SYSTEM WITH
THROTTLE CONTROL, TILLAGE TOOLS

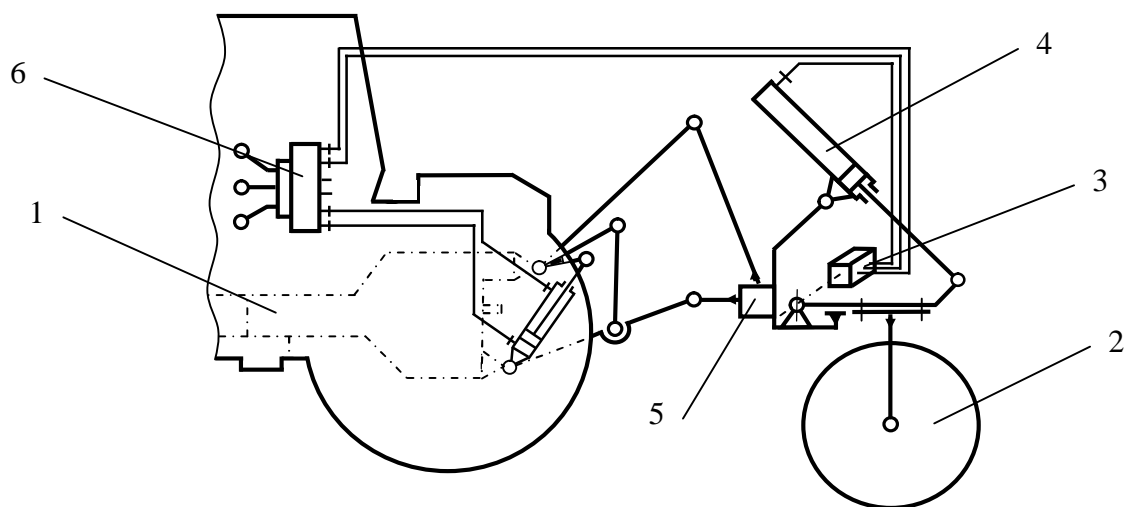
Восстановление лесных массивов в России проводится в больших объемах, значительная часть которых приходится на проведение ухода за лесными культурами, высаженными на нераскорчеванных вырубках, гаях, склонах оврагов и других неудобьях. Многократный и своевременный уход за посадками в таких условиях невозможен без современных надежных и эффективных средств механизации и автоматизации. Отечественные серийные лесные почвообрабатывающие орудия (ЛПО), предназначенные для этой цели, имеют низкие эксплуатационные качества и недостаточно эффективны.

Исследования показали, что основной причиной низкой надежности и эффективности ЛПО является оснащение их примитивными средствами защиты от перегрузок в виде пружинных амортизаторов вертикального и горизонтального действия. Повышения надежности ЛПО возможно на основе использования эффективных предохранителей, одними из которых являются автоматические предохранители гидронасосного типа [1].

Движение ЛПО на нераскорчеванной вырубке характеризуется значительной неравномерностью действующих на него усилий. Это связано с

частыми наездами ЛПО на пни, безопасное преодоление которых должен обеспечить предохранитель гидронасосного типа. На примере дискового культиватора рис. 1, снабженного предохранителем гидронасосного типа с дроссельным регулированием, рассмотрим движение рабочего органа на вырубке. Система управления движением дисковой батареи должна учитывать четыре этапа [2].

Первый этап это движение дисковой батареи на обрабатываемом участке до момента встречи с препятствием. На этом этапе движения предохранитель должен надежно, без ложных срабатываний, обеспечивать удержание рабочих органов на заданной глубине обработки почвы, насыщенной растительными включениями. Вторым этапом является момент встречи батареи с препятствием.



**1 – трактор; 2 – дисковая батарея; 3 – дроссельное устройство; 4 – гидроцилиндр;
5 – рама орудия; 6 – гидрораспределитель трактора**

Рисунок 1 – Схематичное изображение взаимного расположения дисковой батареи, колесного трактора и предохранителя гидронасосного типа с основными вспомогательными элементами

В этот момент предохранитель играет роль амортизатора и частично поглощает энергию удара, снижая вероятность поломки орудия от такого вида нагрузок. На третьем этапе происходит выглубление дисков и подъем

их вверх по препятствию. При этом важно, чтобы предохранитель обеспечивал такое изменение усилий в точке контакта рабочих органов с пнем, чтобы орудие не испытывало как значительных по величине вертикальных и горизонтальных перемещений, так и существенного увеличения тягового сопротивления. Заключительный четвертый этап предполагает возвращение батареи в исходное положение после преодоления препятствия. Предохранитель должен предотвращать опасные ударные нагрузки при возврате тяжелых дисковых батарей под воздействием давления в гидроцилиндре, исключая падение культиватора на почву с высоты пня, а также не допускать больших огрехов за препятствием вследствие недостаточной угловой скорости поворота стойки с рабочими органами. Основным критерием оценки эффективности предохранителя является степень соответствия его статической силовой характеристики «идеальным» значениям [1]. График «идеальной» статической силовой характеристики для культиватора КЛБ-1,7 показан на рис. 2.

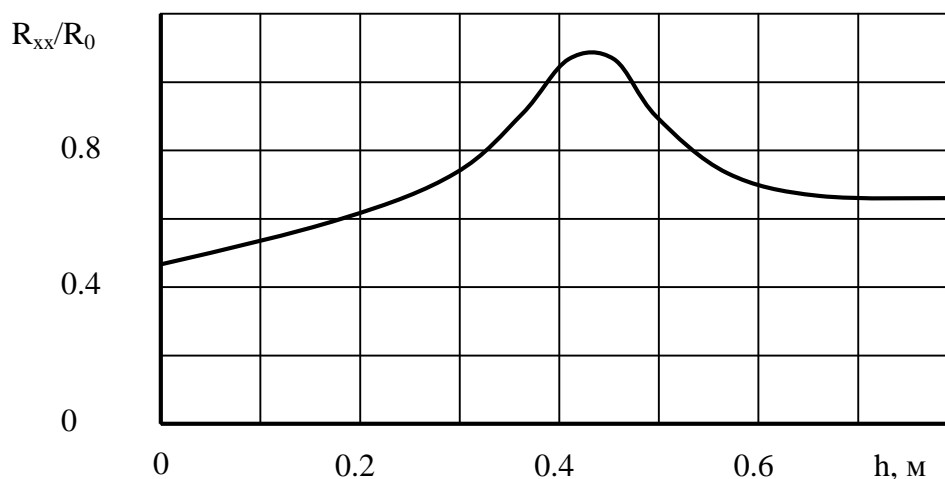
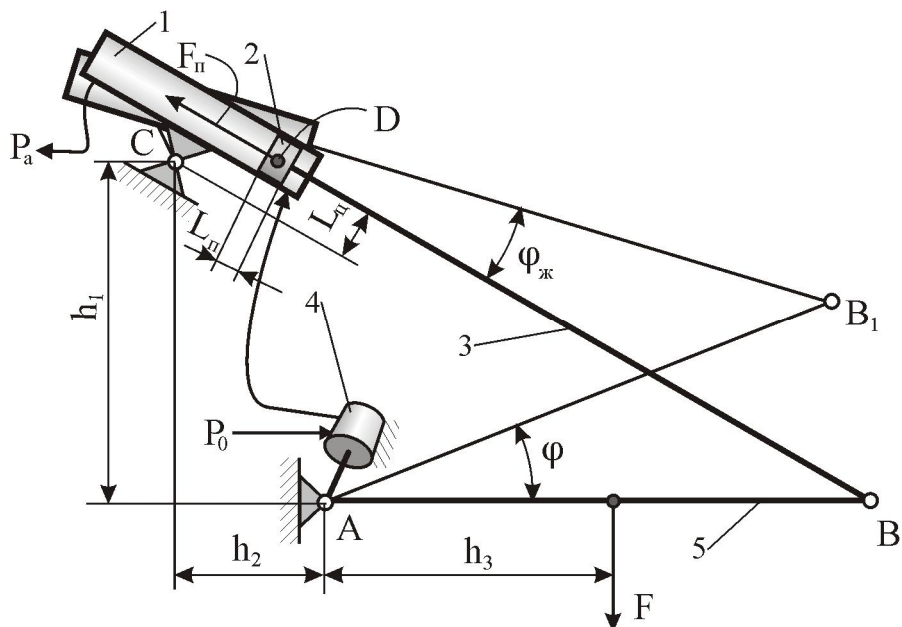


Рисунок 2 – Статическая силовая характеристика предохранителя гидронасосного типа. h – выглубление рабочего органа, м; R_{xx}, R_0 – усилие на рабочем органе от реакции со стороны почвы и сила тяжести дисковой батареи, Н

Получить «идеальную» статическую силовую в реальной кон-

струкции предохранителя можно при условии, что определены соотношения основных параметров конструкции [3].

Рассмотрим расчетную схему, представленную на рис. 3.



1 – гидроцилиндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – дроссель регулируемый; 5 – звено; P_0 – давление питания от гидронасоса; P_a – давление в возвратной магистрали; φ – текущее значение угла поворота звена 5; $\varphi_{ж}$ – текущее значение угла поворота штока 3; $AB = L_1$; $DB = L_2$; F – внешняя нагрузка; F_n – усилие на поршне 2 под действием рабочего давления

Рис. 3 – Расчетная схема для определения динамической характеристики предохранителя гидронасосного типа с дроссельным регулированием

Здесь показаны основные элементы, определяющие динамические параметры предохранителя с учетом нагрузок. При этом приняты некоторые допущения, облегчающие моделирование системы управления с дроссельным регулированием, и несущественно влияющие на точность расчетов. Силы трения в шарнирных узлах (A, B, C) и в гидроцилиндре 1 можно не учитывать, так как внешние силовые нагрузки во много раз превышают силы трения, и характер динамического поведения предохранителя при этом не изменится. Давление питания от гидронасоса считается постоянным. Для данной схемы рассмотрим случай, когда приведенная внешняя нагрузка F постоянная.

Применительно к данной расчетной схеме для определения уравнения движения элементов конструкции воспользуемся общим уравнение динамики в форме дифференциальных уравнений Лагранжа 2-го рода

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j, \quad (1)$$

где $j=1$, $q = \varphi$ – обобщенная координата, являющаяся углом поворота звена 5 и однозначно определяющая положение других элементов конструкции, поэтому имеем

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q. \quad (2)$$

В уравнении (2) T – полная энергия системы, которая определяется как сумма энергий элементов

$$T = T_5 + T_3 + T_2 + T_1, \quad (3)$$

где значения индексов соответствуют позиционным номерам элементов конструктивной схемы. Q – обобщенная сила, являющаяся суммой обобщенных сил внешних воздействий и равна

$$Q = Q_{\Pi} - Q_F - Q_g, \quad (4)$$

где Q_{Π} – обобщенная сила, формируемая гидроцилиндром; Q_F – обобщенная сила сопротивления от внешней нагрузки F ; Q_g – обобщенная сила, учитывающая силу тяжести подвижных элементов.

Значения компонентов, входящих в уравнение (3) определим по формуле Кёнига

$$\left. \begin{aligned} T_5 &= \frac{1}{2} \cdot m_5 \cdot V_{5C}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{5C} \cdot \dot{\varphi}^2; \\ T_3 &= \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot V_{3C}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{3C} \cdot \dot{\varphi}_{ж}^2; \\ T_2 &= \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot V_{2C}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{2C} \cdot \dot{\varphi}_{ж}^2; \\ T_1 &= \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot V_{1C}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{1C} \cdot \dot{\varphi}_{ж}^2, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где m_5, m_3, m_2, m_1 – массы соответствующих подвижных элементов конструкции, кг; $V_{5C}, V_{3C}, V_{2C}, V_{1C}$ – скорости центров масс соответствующих элементов, м/с; $I_{5C}, I_{3C}, I_{2C}, I_{1C}$ – моменты инерции подвижных элементов конструкции, кг·м²; $\dot{\varphi}$ – угловая скорость вращения звена 5, с⁻¹; $\dot{\varphi}_{ж}$ – угловая скорость вращения штока 3, с⁻¹.

Скорости центров масс из соотношений (5) определим по следующим формулам на основе анализа геометрии конструктивных элементов на расчетной схеме

$$\left. \begin{aligned} V_{5C}^2 &= \frac{1}{4} \cdot L_1 \cdot \dot{\varphi}^2; \\ V_{5C}^2 &= \frac{1}{4} \cdot \left(L_1^2 + \frac{L_2^2}{4} - L_1 \cdot L_2 \cdot \frac{L_1 + h_2}{\sqrt{(L_1 + h_2)^2 + h_1^2}} \right) \cdot \dot{\varphi}^2; \\ V_{5C}^2 &= \frac{1}{4} \cdot \left(L_1^2 + L_2^2 - 2 \cdot L_1 \cdot L_2 \cdot \frac{L_1 + h_2}{\sqrt{(L_1 + h_2)^2 + h_1^2}} \right) \cdot \dot{\varphi}^2; \\ V_{5C}^2 &= \frac{1}{4} \cdot L_{ц}^2 \cdot \dot{\varphi}_{ж}^2, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где использованы геометрические величины, определенные на рисунке 3.

Моменты инерции подвижных элементов конструкции определим

следующим образом

$$\left. \begin{aligned} I_5 &= \frac{1}{12} \cdot m_5 \cdot L_1^2; & I_3 &= \frac{1}{12} \cdot m_3 \cdot L_2^2; \\ I_2 &= \frac{1}{12} \cdot m_2 \cdot L_{II}^2; & I_1 &= \frac{1}{12} \cdot m_1 \cdot L_{II}^2. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

В соотношениях (5) неопределенной является скорость вращения штока 3, которую можно определить, учитывая геометрическое соотношение между углом поворота звена 5 и углом поворота штока 3, то есть

$$\cos j_{\text{ж}} = 1 - \frac{1 - \cos j}{\sqrt{\left(\frac{h_1}{L_1}\right)^2 + \left(\frac{h_2}{L_1} + 1\right)^2}}. \quad (8)$$

Аппроксимируя зависимость (8) линейной зависимостью при условии, что $\frac{h_1}{L_1} = 0.8$ и $\frac{h_2}{L_1} = 0.2$ получим

$$\varphi_{\text{ж}} = 0.8077 \cdot \varphi + 0.0081$$

и тогда с некоторым упрощением получим соотношение угловых скоростей

$$\dot{\varphi}_{\text{ж}} = 0.8 \cdot \dot{\varphi}. \quad (9)$$

Уравнение (3) с учетом (5), (6), (7) и (9) можно записать в виде

$$T = \frac{1}{6} \cdot m_5 \cdot L_1^2 \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{8} \cdot (m_3 \cdot R_1^2 + m_2 \cdot R_2^2 + m_1 \cdot L_{\text{ц}}^2) \cdot \dot{\varphi}^2 + \\ + \frac{1}{24} \cdot (m_3 \cdot L_2^2 + m_2 \cdot L_{\text{п}}^2 + m_1 \cdot L_{\text{ц}}^2) \cdot (0.8 \cdot \dot{\varphi})^2,$$

где

$$R_1^2 = L_1^2 + \frac{L_2^2}{4} - L_1 \cdot L_2 \cdot \frac{L_1 + h_2}{\sqrt{(L_1 + h_2)^2 + h_1^2}}; \\ R_2^2 = L_1^2 + L_2^2 - 2 \cdot L_1 \cdot L_2 \cdot \frac{L_1 + h_2}{\sqrt{(L_1 + h_2)^2 + h_1^2}}.$$

После несложных преобразований получим выражения для определения полной кинетической энергии рассматриваемой конструктивной схемы

$$T = K \cdot \dot{\varphi}^2, \tag{10}$$

где

$$K = \frac{1}{6} \cdot m_5 \cdot L_1^2 + \frac{1}{8} \cdot (m_3 \cdot R_1^2 + m_2 \cdot R_2^2 + m_1 \cdot L_{\text{ц}}^2) + \\ + \frac{0.008}{3} \cdot (m_3 \cdot L_2^2 + m_2 \cdot L_{\text{п}}^2 + m_1 \cdot L_{\text{ц}}^2).$$

В уравнении (4) компоненты обобщенной силы определяются следующими зависимостями

$$Q_F = F \cdot h_3; \quad Q_{\text{п}} = F_{\text{п}} \cdot R_2; \quad Q_g = -\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}, \tag{11}$$

где $F_{\text{п}}$ – рабочее усилие на поршне 2, определяемое давлением питания и площадью проходного сечения регулируемого дросселя 4; Π – потенци-

альная энергия системы при условии, что при горизонтальном положении звена 5 она принимает нулевое значение.

Рабочее усилие F_n определяется из условия равенства расходов рабочей жидкости проходящей через регулируемый дроссель и поступающей в полость переменного объема в гидроцилиндре, что можно записать в виде

$$Q_d = S_1(\varphi) \cdot \mu \cdot P_a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\bar{P}_0 - \bar{P}_k)}{\rho}}, \quad (12)$$

где $S_1(\varphi)$ – площадь проходного сечения регулируемого дросселя, m^2 ; μ – коэффициент динамической вязкости рабочей жидкости, $(H \cdot c)/m^2$; P_a – абсолютное давление рабочей жидкости в выходной магистрали, H/m^2 ; ρ – плотность рабочей жидкости, kg/m^3 ; \bar{P}_0 – относительное давление питания рабочей жидкости; \bar{P}_k – относительное давление рабочей жидкости в полости гидроцилиндра. Скорость изменения объема внутренней полости гидроцилиндра будет равна объемному расходу рабочей жидкости

$$Q_d = R_2 \cdot \Phi \cdot S_n, \quad (13)$$

где S_n – площадь рабочей поверхности поршня, m^2 . Из уравнений (12) и (13) находим давление рабочей жидкости в полости гидроцилиндра

$$\bar{P}_k = \bar{P}_0 - k^2 \cdot \left(\frac{\Phi}{S(\varphi)} \right)^2,$$

где

$$k = \frac{R_2 \cdot S_n}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot P_a}.$$

Усилие, развиваемое на поршне, будет

$$F_{\pi} = S_{\pi} \cdot P_a (\bar{P}_k - 1) = S_{\pi} \cdot P_a \left[\bar{P}_0 - k^2 \cdot \left(\frac{\Phi}{S(\varphi)} \right)^2 - 1 \right]. \quad (14)$$

Потенциальная энергия системы

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot (m_5 + m_3) \cdot g \cdot L_1 \cdot \text{Cos}\varphi$$

позволит определить величину

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = -\frac{1}{2} \cdot (m_5 + m_3) \cdot g \cdot L_1 \cdot \text{Sin}\varphi. \quad (15)$$

Обобщенная сила может быть определена на основе (11), (14), (15) и уравнение (4) запишется в виде

$$Q = S_{\pi} \cdot P_a \cdot R_2 \cdot \left[\bar{P}_0 - 1 - k^2 \cdot \left(\frac{\Phi}{S(\varphi)} \right)^2 \right] - F \cdot h_3 - \frac{1}{2} \cdot (m_5 + m_3) \cdot g \cdot L_1 \cdot \text{Sin}\varphi$$

Раскроем величины входящие в уравнение (2), принимая во внимание (13) получим

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial \Phi} = 2 \cdot K \cdot \Phi \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial \Gamma}{\partial \Phi} = 2 \cdot K \cdot \Phi \quad \frac{\partial \Gamma}{\partial \varphi} = 0,$$

тогда уравнение (2) примет вид

$$2 \cdot K \cdot \ddot{\varphi} = S_n \cdot P_a \cdot R_2 \cdot \left[\bar{P}_0 - 1 - k^2 \cdot \left(\frac{\dot{\varphi}}{S(\varphi)} \right)^2 \right] - F \cdot h_3 - \frac{1}{2} \cdot (m_5 + m_3) \cdot g \cdot L_1 \cdot \sin \varphi.$$

Полученное уравнение является нелинейным дифференциальным уравнением второго порядка относительно угла поворота звена 5. Это уравнение позволяет получить закон изменения положения звена 5 при заданном профиле проходного сечения регулируемого дросселя или, задаваясь законом движения элементов предохранителя определить форму проходного сечения дросселя в системе управления предохранительным механизмом.

Литература

1 Посметьев, В. И. Обоснование перспективных конструкций предохранителей для рабочих органов лесных почвообрабатывающих орудий [Текст] : монография / – Воронеж: ВГЛТА, 2000. – 248 с.

2 Посметьев, В. И. Исследование с помощью математической модели динамики почвообрабатывающего агрегата, оснащенного системой рекуперации энергии [Текст] / В. И. Посметьев, В. В. Посметьев, Е. В. Снятков, Е. А. Тарасов // Вестник Воронежского политехнического университета. – Воронеж, 2006. – Т. 2. Вып. 8 – С. 44-47.

3 Пат. 2227383 РФ, МПК⁷ А 07 В 61/04. Предохранительное устройство почвообрабатывающего орудия [Текст] / Посметьев В. И., Снятков Е. В. ; заявитель и патентообладатель Воронеж. гос. лесотехн. акад. – № 2003106783/12 ; заявл. 11.03.03 ; опубл. 27.04.04, Бюл. № 12. – 3 с.