

# ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГИДРОПРИВОДА ПОДЪЕМНО-НАВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

А. В. Соломадзе

Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь

Научный руководитель В. Б. Попов

Подъемно-навесные устройства (ПНУ) сельскохозяйственных машин разрабатываются для агрегатирования с навесными машинами (НМ). ПНУ состоит из механизма подъема и гидропривода (рис. 1), обладающего ограниченной мощностью. В условиях автоматизированного проектирования выполняется многовариантный анализ ПНУ по его математической модели (ММ).

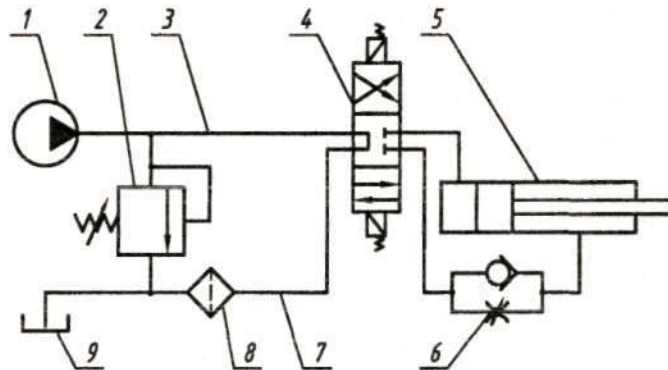


Рис. 1. Структурная схема гидропривода подъемно-навесного устройства сельскохозяйственной машины:

- 1 – насос шестеренный; 2 – клапан предохранительный (ПК);
- 3 – напорная магистраль; 4 – гидрорас-пределитель; 5 – гидроцилиндр;
- 6 – регулируемый дроссель; 7 – сливная магистраль; 8 – фильтр; 9 – бак

Исследование динамики процесса подъема НМ составляет одно из условий рационального проектирования ПНУ. В процессе подъема НМ в элементах механизма подъема (МП) возникают переменные нагрузки, поэтому без знания закона движения поршня гидроцилиндра  $S(t) = f(S, S', S'', t)$  нельзя проанализировать их изменение.

Масса и момент инерции НМ приводятся к штоку гидроцилиндра гидропривода. Влиянием веса звеньев МП пренебрегаем, вследствие их малости по отношению к весу НМ и одновременно считаем их абсолютно жесткими. Динамическая модель агрегата в составе ПНУ и НМ представляет собой материальную точку с переменной массой  $m(S)$ , которая движется под действием переменной силы  $Q(S)$ , так что обобщенная координата  $S$  (положение штока гидроцилиндра) этой точки совпадает с обобщенной координатой машинного агрегата в любой момент времени [1].

Из закона равенства кинетических энергий приведенная масса, с учетом упомянутых допущений, определяется как:

$$m(S) = m_6 \cdot I_v^2 + J_6 \cdot \phi_6'^2, \quad (1)$$

где  $m_6, J_6$  – соответственно масса и момент инерции навесной машины;  $I_v, \phi_6'$  соответственно аналоги линейной скорости центра масс и угловой скорости навесной машины.

Уравнение движения для машинного агрегата получим из уравнения Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial S'} \right) - \frac{\partial T}{\partial S} = Q(S), \quad (2)$$

Подставляя в (2) известное выражение для кинетической энергии  $T$ , осуществляя необходимые преобразования и учитывая, что обобщенная сила  $Q(S)$  равна разности между движущей силой  $F_{дв}$  на штоке гидроцилиндра и приведенной к нему со стороны навесной машины нагрузкой  $P(S)$  получим:

$$m(S) \cdot \frac{d^2 S}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dm(S)}{dS} \cdot \left( \frac{dS}{dt} \right)^2 = F_{дв} - P(S). \quad (3)$$

При формировании ММ динамики подъема НМ учитываются особенности работы ПНУ [2]. Считается, что большинство элементов гидропривода работает безынерционно. Температура, плотность, вязкость рабочей жидкости и количество нерастворенного в ней воздуха постоянны. Режим течения в напорной магистрали во время переходного процесса неустановившийся, ламинарно-турбулентный.

Потери давления на трение определяются по выражению:

$$P_L = 27,5 \cdot \frac{\rho \cdot V \cdot L}{f} \cdot v + 0,443 \cdot \frac{k_e \cdot \rho \cdot L}{\sqrt{f}} \cdot v^2, \quad (4)$$

где  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $v$  – кинематическая вязкость;  $L$  – длина магистрали;  $f$  – площадь сечения магистрали;  $k_e$  – коэффициент относительной шероховатости;  $V$  – средняя по сечению скорость столба жидкости.

Рабочая жидкость в гидроприводе мобильных машин представляет двухфазную гидровоздушную смесь. Ее модуль объемной упругости  $E_c(p)$  при адиабатическом характере деформации зависит от содержания нерастворенного воздуха и начального давления. Неравномерность подачи гидронасоса практически не влияет на процесс подъема. Считается, что заполняющая напорный тракт гидровоздушная смесь сосредоточена в объеме небольшой протяженности у гидроцилиндра (рис. 2).

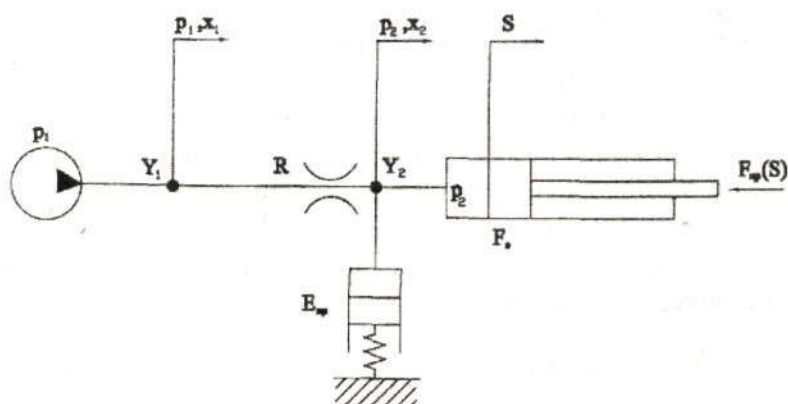


Рис. 2. Динамическая схема гидропривода с переменной нагрузкой  $P(S)$  на штоке гидроцилиндра

Модуль объемной упругости для деформирующихся полостей трубопровода, рукавов высокого давления и гидроцилиндра определяется по выражению:

$$E_{np} = \frac{E_c(p)}{1 + \frac{E_c(p)}{E_m} \cdot \frac{D}{\delta}}, \quad (5)$$

где  $E_m$  – модуль объемной упругости материала полости;  $D, \delta$  – соответственно внутренний диаметр и толщина стенки полости.

Используя уравнение неразрывности, перемещение столба жидкости и его производные выражаем через аналогичные параметры движущегося поршня гидроцилиндра. На основании отмеченного, уравнение баланса давлений для участка гидронасос – гидроцилиндр записывается:

$$a_1 \cdot \frac{d^2 S_1}{dt^2} + a_2 \cdot \frac{dS_1}{dt} + a_3 \cdot \left( \frac{dS_1}{dt} \right)^2 \cdot \text{sign} \frac{dS_1}{dt} + p_2 = p_1, \quad (6)$$

где  $a_1, a_2, a_3$  – коэффициенты пропорциональности соответствующие инерционным, магистральным и местным потерям давления.

Уравнение баланса объемного расхода для гидроцилиндра имеет вид:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{dS_1}{dt} - \frac{V_0 + F_H \cdot (S - S_0)}{F_H \cdot E(p_2)} \cdot \frac{dp_2}{dt}, \quad (7)$$

где  $Q_1$  – объемный расход на выходе гидронасоса с учетом утечек;  $V_0$  – начальный объем жидкости в узле;  $dS_1/dt, dS/dt$  – эквивалентные скорости перемещения;  $F_H$  – площадь сечения поршня гидроцилиндра.

Дифференциальное уравнение (ДУ) движения поршня гидроцилиндра с учетом приведенной силы трения  $F_{тр}^{np}$  записывается в виде:

$$m(S) \cdot \frac{d^2 S}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dm(S)}{dS} \cdot \left( \frac{dS}{dt} \right)^2 + F_{тр}^{np} \cdot \text{sign} \left( \frac{dS}{dt} \right) + P(S) = p_2 \cdot F_H. \quad (8)$$

Уравнение (8) одновременно является искомым ДУ движения машинного агрегата, описывающим динамику подъема ПНУ НМ, а система уравнений (6)–(8) его математической модели, описывающей динамику подъема НМ. Система решается по методу Рунге-Кутты 4-го порядка. В результате определяется закон движения поршня гидроцилиндра. На базе разработанной ММ был определен закон движения для механизма подъема секции косилки-плющилки ротационной КПП-3 (рис. 3).

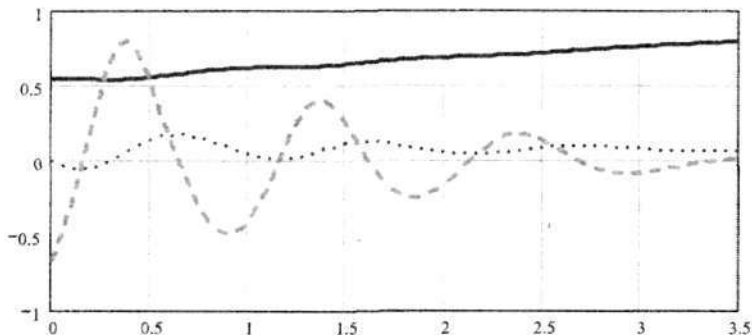


Рис. 3. Закон движения нагруженного поршня гидроцилиндра:  
— обобщенная координата; ..... — скорость поршня гидроцилиндра;  
- - - - - ускорение поршня гидроцилиндра

#### Литература

1. Попов, В. Б. Математическое моделирование гидропривода ПНУ мобильного агрегата / В. Б. Попов, В. А. Довгяло // Проблемы и перспективы развития транспортных систем : тез. докл. МНПК, БелГУТ. – Гомель 2003. – Ч. II. – С. 103–106.
2. Попов, В. Б. Функциональная математическая модель подъема рабочей секции косилки-плющилки ротационной КПП-6.0 // Агропанорама. – 2006. – № 1. – С. 23–27.