

В.Б. ПОПОВ

Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого
Гомель, Беларусь

Математическое моделирование работы механизма поворота силосопровода (МПС) кормоуборочного комбайна представляет необходимое условие для его автоматизированного проектирования. Силосопровод предназначен для направления потока измельченной массы, поступающей из измельчающего барабана кормоуборочного комбайна, в кузов транспортного средства. В процессе заполнения кузова массой положение силосопровода непрерывно изменяется под действием МПС, приводимого от рабочего гидроцилиндра (ГЦ).

Проектирование и конструирование МПС связано с выбором рациональных параметров рабочего ГЦ привода и собственно механизма поворота. Геометрическую модель МПС на горизонтальной плоскости получают, полагая, что оси, проходящие через центры шарниров звеньев МПС, параллельны друг другу. Плоский аналог пространственного механизма по классификации Ассура идентифицируется как одноподвижный шестизвездный. Положение его выходной координаты – угла поворота радиуса основания силосопровода (ОС) однозначно связано с изменением обобщенной координаты – расстоянием между центрами шарниров гильзы и штока рабочего ГЦ.

Полагая звенья МПС несжимаемыми, последовательно выполняем его геометрический и кинематический анализы. Они опираются на метод замкнутых векторных контуров, предложенный Зинovieвым. В результате анализа определяются аналитические выражения для угла поворота радиуса ОС $\varphi_3(S)$ и передаточное число $\varphi'_3(S)$ МПС, численно равно аналогу угловой скорости радиуса ОС

$$\varphi'_3(S) = \varphi'_3(S) \cdot U_{33}(S), \quad (1)$$

где $\varphi'_3(S)$ – аналог угловой скорости поворотного рычага; $U_{33}(S)$ – передаточное отношение угловых скоростей звеньев.

Аналитическое выражение для передаточного числа МПС позволяет определить пропорциональную ему полезную нагрузку $F(S)$ на штоке ГЦ и существенно влияет на способность ГЦ посредством МПС повернуть ОС (поворачиваемость ОС) $\cdot J_S$:

$$F(S) = J_S \cdot \varepsilon_3(S) \cdot \varphi'_3(S); \quad J_S = \frac{P_{\text{от}}^{\text{max}} \cdot F_c - F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S^*)}{[\varphi'_3(S^*) \cdot \varepsilon_3(S^*)]_{\text{max}}}, \quad (2)$$

где p_{max} - максимальное давление в ГЦ; F_p - площадь поршня ГЦ; J_s - момент инерции ОС; $F_{ms}(S^*)$ и $\varepsilon_s(S)$ - приведенная сила трения и угловое ускорение ОС, определенные для S^* , соответствующей максимальной величине произведения в знаменателе.

Динамический анализ гидропривода, связанного с ОС через МПС, дает возможность определить закон движения поршня ГЦ и рассчитать $\varepsilon_s(S)$. На основе динамической схемы гидропривода, методики определения потерь давления и применения уравнения Лагранжа 2-го рода к машинному агрегату, состоящему из гидропривода и МПС, сформирована математическая модель (ММ) в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E_{mp}}{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)} \cdot Q - \frac{F_c \cdot E_{mp}}{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)} \cdot \dot{S} \\ p_2 = p_1 - (a_1 \cdot \ddot{S} + a_2 \cdot \dot{S} + a_3 \cdot S^2) \\ m(S) \cdot \ddot{S} + \frac{1}{2} \cdot m'(S) \cdot \dot{S}^2 = p_1 \cdot F_p - [F(S) + F_{ms}(S)] \end{cases} \quad (3)$$

где E_{mp} - приведенный модуль объемной упругости; Q - объемная подача рабочей жидкости гидронасосом; V_0 - начальный объем рабочей жидкости; S, S_0 - текущее и начальные значения обобщенной координаты; a_1, a_2, a_3 - коэффициенты, пропорциональные инерционным, ламинарным и турбулентным потерям давления в гидроприводе; $m(S)$ - приведенная масса; $m'(S)$ - производная от приведенной массы по обобщенной координате.

Аналитические выражения для $m(S)$ и $m'(S)$ определяются из закона сохранения кинетической энергии следующим образом:

$$\begin{aligned} m(S) &= J_s \cdot \varphi_s'^2(S) ; \\ m'(S) &= 2 \cdot J_s \cdot \varphi_s'(S) \cdot \varphi_s''(S). \end{aligned} \quad (4)$$

При этом аналог углового ускорения ОС $\varphi_s''(S)$ определяется по результатам кинематического анализа:

$$\varphi_s''(S) = \varphi_s''(S) \cdot U_{s1}(S) + \varphi_s'^2 \cdot U_{s1}'(S) . \quad (5)$$

Расчет приведенной к штоку ГЦ силы трения выполняется, считая ее равной отношению от деления суммы мгновенных мощностей трения, затрачиваемых в шарнирах МПС и ОС, на S плюс сила трения манжеты поршня о внутреннюю поверхность гильзы гидроцилиндра. При этом реакции в шарнирах МПС определяются по известной методике.

Таким образом, для многовариантного анализа замкнутой кинематической цепи, входным звеном которой является гидроцилиндр, а выходным - радиус ОС, формируется функциональная ММ, имитирующая процесс поворота силоуправления.