

УДК 631.3.072.3

**АНАЛИТИЧЕСКИЕ ВЫРАЖЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ
ПЕРЕДАТОЧНЫХ ФУНКЦИЙ МЕХАНИЗМОВ
НАВЕСКИ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ****В.Б. ПОПОВ***Гомельский государственный технический университет
имени П.О. Сухого, Республика Беларусь*

Системный подход в проектировании сложного технического объекта реализуется в автоматизированном режиме и базируется на математическом моделировании процессов функционирования как отдельных элементов, так и всей системы в целом. Применение математических моделей (ММ) позволяет в значительной степени отказаться от изготовления макетов и опытных образцов, а также существенно сократить объем работ по доводке изделия и его натурным испытаниям [1]. Функциональные ММ занимают центральное место в новой информационной технологии проектирования мобильных с/х агрегатов, состоящих из энергоносителя (трактор, универсальное энергетическое средство) и навесной машины. Перевод навесной машины из рабочего положения в транспортное, с одной стороны, решает проблему её позиционирования, а, с другой, представляет весьма энергоёмкую операцию, выполняемую посредством подъемно-навесного устройства. В последнее десятилетие наметилась устойчивая тенденция к росту массово-геометрических характеристик навесных машин, конфликтующих со сложившимися ограничениями по габаритам, компоновке и мощности подъемно-навесного устройства. Рациональный способ решения данной проблемы может дать исследование ММ перевода навесной машины из рабочего в транспортное положение. Обязательным компонентом теоретической ММ этого процесса являются аналитические выражения основных кинематических характеристик механизма навески подъемно-навесного устройства.

Механизм навески (МН) - это пространственный рычажный механизм и основной структурный компонент подъемно-навесного устройства, связывающий энергоноситель с навесной машиной или орудием [2]. В проекции на продольную плоскость симметрии энергоносителя МН представляет собой плоский рычажный механизм, структура которого для тракторов отечественного и зарубежного производства отличается лишь конструктивным исполнением и размерами (рис.1). Следует отметить, что необходимым условием преобразования пространственной геометрической модели МН в плоскую является параллельность между собой осей, проходящих через центры всех его шарниров. Основная структурная схема замкнутой кинематической цепи ABCDKQMFЕ по классификации Ассур- Артоболевского идентифицируется восьмизвенным рычажным механизмом [3]. Подвижность (W) структурной схемы относительно энергоносителя определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5,$$

где n – число подвижных звеньев – 7; p_5 – число пар 5-го класса – 10.

Таким образом, имеем одноподвижную схему, в которой изменение положения входного звена (переменный отрезок АВ, характеризующий смещение поршня гидrocилиндра относительно его гильзы) посредством других звеньев МН однозначно

преобразуется в сложное движение выходного звена MF, представляющего навесную машину.

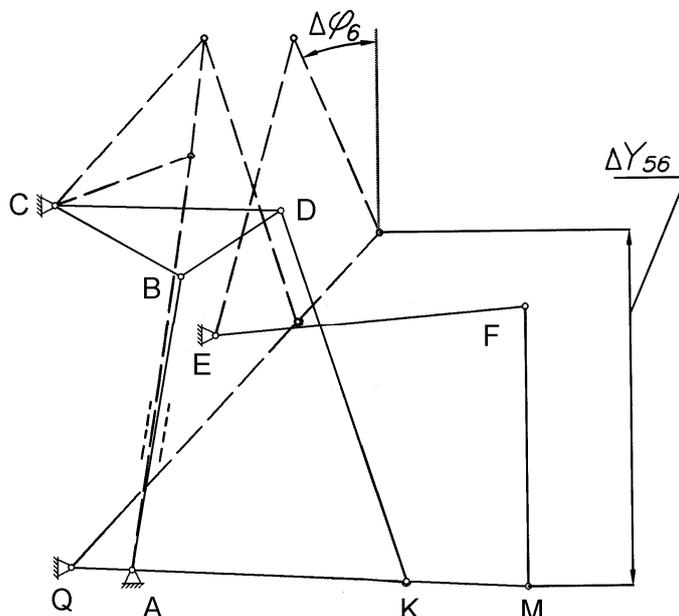


Рис. 1. Структурная схема механизма навески в рабочем и транспортном положении: BCD – подъемный рычаг; DK – раскос; QM – нижняя тяга; EF – верхняя тяга.

Движение выходного звена можно характеризовать вертикальным смещением (ΔY_{56}) оси подвеса (точка M) и изменением угла наклона ($\Delta \varphi_6$) MF в правой декартовой системе координат. Определение выходных геометрических параметров замкнутой кинематической цепи выполняется по методу векторных контуров [3].

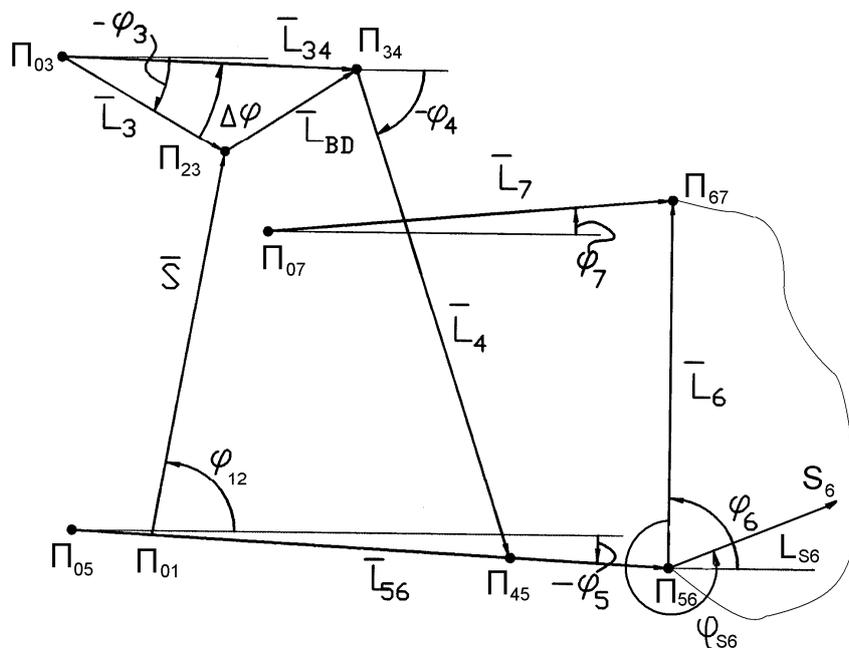


Рис. 2. Векторная интерпретация структурной схемы механизма навески

Как показано на рис.2, вектор \vec{S} характеризует обобщенную координату, а вектор \vec{L}_{S6} , жестко связанный через постоянный угол φ_{S6} с \vec{L}_6 , - положение центра тя-

жести (S_6) навесной машины. Сначала последовательно определяется зависимость от обобщенной координаты S углов $\varphi_{12}, \varphi_3, \varphi_{34}, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6, \varphi_7$, которые образуют соответствующие векторы в правой глобальной системе координат, а затем координаты всех подвижных шарниров. Например, угол φ_3 , образуемый вектором \vec{L}_3 , определяется следующим образом:

$$\varphi_3(S) = \arcsin \left[\frac{S^2 - (L_0^2 + L_3^2)}{2 \cdot L_0 \cdot L_3} \right] + \operatorname{arctg} \left[\frac{X_{01} - X_{03}}{Y_{03} - Y_{01}} \right], \quad (1)$$

где L_0 - база, расстояние между шарнирами $П_{01}$ и $П_{03}$ на раме энергоносителя.

Координаты оси подвеса МН определяются по выражениям:

$$X_{56}(S) = X_{05} + L_{56} \cdot \cos \varphi_5(S) \quad Y_{56}(S) = Y_{05} + L_{56} \cdot \sin \varphi_5(S), \quad (2)$$

где X_{05}, Y_{05} - координаты неподвижного шарнира $П_{05}$ на раме энергоносителя.

Аналогично определяются координаты центра тяжести навесной машины:

$$X_{S6}(S) = X_{56}(S) + L_{S6} \cdot \cos[\varphi_6(S) + \varphi_{S6}]. \quad (3)$$

$$Y_{S6}(S) = Y_{56}(S) + L_{S6} \cdot \sin[\varphi_6(S) + \varphi_{S6}]. \quad (4)$$

Выражения (3) и (4) представляют собой функции положения для данного МН. Рассмотрим консервативную механическую систему, состоящую из 2-х материальных точек, связанных жестким, невесомым МН. Движущая сила $F_{\partial\partial}$, приложенная к 1-ой точке (поршень гидроцилиндра), совершает работу, равную разности уровней потенциальной энергии 2-ой точки (центра тяжести навесной машины), т.е.:

$$F_{\partial\partial} \cdot (S_k - S_0) = P_6 \cdot (Y_{S6}^{mp} - Y_{S6}^{pa\partial}) \quad \text{или} \quad F_{\partial\partial} \cdot \Delta S = P_6 \cdot \Delta Y_{S6}, \quad (5)$$

где S_k, S_0 - конечное и начальное значение обобщенной координаты; P_6 - вес навесной машины; $Y_{S6}^{mp}, Y_{S6}^{pa\partial}$ - значения вертикальной координаты центра тяжести навесной машины в транспортном и рабочем положении.

Разделив обе части равенства на $\Delta t \rightarrow 0$, в пределе получим выражение для мгновенной мощности, затрачиваемой гидроцилиндром на подъем навесной машины:

$$F_{\partial\partial} \cdot \frac{dS}{dt} = P_6 \cdot \frac{dY_{S6}(S)}{dt} \quad \text{или} \quad F_{\partial\partial} \cdot \dot{S} = P_6 \cdot \dot{Y}_{S6}(S), \quad (6)$$

где \dot{S} - скорость поршня (обобщенной координаты); $\dot{Y}_{S6}(S)$ - вертикальная составляющая скорости центра тяжести навесной машины.

Продифференцировав по времени выражение (4), получим

$$\dot{Y}_{S6}(S) = \omega_5(S) \cdot L_{56} \cdot \cos \varphi_5(S) + \omega_6(S) \cdot L_{S6} \cdot \cos[\varphi_6(S) + \varphi_{S6}], \quad (7)$$

где ω_5, ω_6 - угловые скорости нижней тяги L_{56} и навесной машины $L_6 (L_{S6})$.

Между угловой скоростью звена, зависящей от скорости изменения обобщенной координаты, и аналогом угловой скорости того же звена, существует следующая связь:

$$\varphi_i' = \frac{d\varphi_i}{dS} \cdot \frac{dS}{dt} = \frac{d\varphi_i}{dt} \cdot \frac{1}{\dot{S}} = \frac{\omega_i}{\dot{S}} \quad \text{или} \quad \omega_i(S) = \varphi_i'(S) \cdot \dot{S}, \quad (8)$$

где $\varphi_i'(S)$ - аналог угловой скорости i -того звена структурной схемы.

Определение аналогов угловых скоростей звеньев ведется в прямом порядке, начиная с подъемного рычага (BCD). Так, дифференцируя по обобщенной координате выражение для угла $\varphi_3(S)$, получим:

$$\varphi'_3(S) = \frac{d\varphi_3}{dS} = \frac{2 \cdot S}{\sqrt{4 \cdot L_0^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - (L_0^2 + L_3^2)]^2}}. \quad (9)$$

Передаточные отношения $U_{53}(S)$ и $U_{65}(S)$, связывающие между собой угловые скорости (аналоги этих скоростей) звеньев L_{56} и L_3 , а также L_{56} и L_6 , определяются в результате последовательного кинематического анализа замкнутых контуров CDKQ и QMFE (рис.1):

$$U_{53}(S) = \frac{d\varphi_5(S)}{d\varphi_3(S)} = \frac{L_{34} \cdot \sin[\varphi_{34}(S) - \varphi_4(S)]}{L_5 \cdot \sin[\varphi_5(S) - \varphi_4(S)]}. \quad (10)$$

$$U_{65}(S) = \frac{d\varphi_6(S)}{d\varphi_5(S)} = \frac{L_{56} \cdot \sin[\varphi_5(S) - \varphi_7(S)]}{L_6 \cdot \sin[\varphi_7(S) - \varphi_6(S)]}. \quad (11)$$

Кроме того, для данной структурной схемы справедливы следующие соотношения:

$$\varphi'_5(S) = \varphi'_3(S) \cdot U_{53}(S) \quad U_{63}(S) = U_{53}(S) \cdot U_{65}(S) \quad \varphi'_6(S) = \varphi'_3(S) \cdot U_{63}(S), \quad (12)$$

где $\varphi'_5(S)$ и $\varphi'_6(S)$ - аналоги угловых скоростей звеньев L_{56} и L_6 ; $U_{63}(S)$ - передаточное отношение, связывающее угловые скорости подъемного рычага и навесной машины. Подставляя в (7) значения для $\omega_5(S)$ и $\omega_6(S)$, полученные из (8,10,11,12), и выполняя некоторые преобразования, получим:

$$\frac{dY_{S6}}{dt} \cdot \frac{1}{\dot{S}} = \frac{dY_{S6}}{dt} \cdot \frac{dt}{dS} = \frac{dY_{S6}}{dS} = Y'_{S6}(S), \quad (13)$$

$$Y'_{S6}(S) = \varphi'_5(S) \cdot [L_{56} \cdot \cos \varphi_5(S) + U_{65}(S) \cdot L_{S6} \cos(\varphi_6(S) + \varphi_{S6})]. \quad (14)$$

Известно, что 1-я производная от функции положения (4) по обобщенной координате называется кинематической передаточной функцией (КПФ) 1-го порядка [3]. КПФ не зависит от закона движения входного звена и является собственной характеристикой механизма. Эту переменную величину также называют передаточным числом МН [2].

$$I_{S6}(S) = \varphi'_5(S) \cdot U_{53}(S) \cdot [L_{56} \cdot \cos \varphi_5(S) + U_{65}(S) \cdot L_{S6} \cos(\varphi_6(S) + \varphi_{S6})]. \quad (15)$$

Выполнив деление левой правой части (6) на \dot{S} , получим выражение для приведенной ко входному звену МН (гидроцилиндру) нагрузки:

$$F_{\text{об}}(S) = P_6 \cdot I_{S6}(S). \quad (16)$$

Таким образом, определив максимальное значение $I_{S6}(S)$, не прибегая к силовому анализу, можно оценить потенциальные возможности используемого гидроцилиндра.

При проектировании МН тракторов повсеместно используется аналог вертикальной составляющей скорости точки М (I_{M6}), так называемое передаточное число на оси подвеса, равное 1-ой части выражения (15):

$$I_M(S) = \varphi'_5(S) \cdot L_{S6} \cdot \cos \varphi_5(S). \quad (17)$$

$I_M(S)$ представляет практический интерес, поскольку позволяет сравнивать по грузоподъемности идентичные по структуре, но отличающиеся конструктивным исполнением МН. КПФ МН представляют собой безразмерные величины, численно равные вертикальным составляющим скорости перемещения оси подвеса МН – точка М или центра тяжести навесной машины – точка S_6 при скорости перемещения поршня численно равной единице.

Если дополнить $I_{S_6}(S)$ горизонтальной компонентой, проделав аналогичные операции с (3), то получим аналог линейной скорости центра тяжести навесной машины, необходимый для определения приведенной к поршню гидроцилиндра массы:

$$I_V(S) = \varphi'_5(S) \cdot \left[L_{S_6}^2 + U_{65}^2(S) \cdot L_{S_6}^2 + 2 \cdot U_{65}(S) \cdot L_{S_6} \cdot L_{S_6} \cdot \cos(\varphi_5(S) - \varphi_6(S) - \varphi_{S_6}) \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (18)$$

КПФ могут быть использованы как для кинестатического, так и для динамического анализа [4] механизмов навески универсальных энергосредств УЭС-250, УЭС-2-250, тракторов марок МТЗ, ЛТЗ, ХТЗ. Кроме того, они используются в качестве критериев оптимальности в ММ параметрической оптимизации подъемно-навесного устройства [5].

Литература

1. Тарасик В. П. Математическое моделирование технических систем: Учебник для вузов.- Мн.: Дизайн ПРО, 1997. - 640 с.
2. Гуськов В.В., Ксенович И.П. и др. Тракторы. Часть III. Конструирование и расчет: Учебное пособие для вузов. - Мн.: Выш. школа, 1981.-383 с.
3. Фролов К.В., Попов С.А. и др. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. - М.: Высш. школа, 1987, - 496 с.
4. Попов В.Б. Математическое моделирование динамики подъема навесной машины. Современные проблемы машиноведения: Материалы международной научно-технической конференции. - Т.2.- г. Гомель, 1998.- С. 80-83.
5. Попов В.Б. Моделирование и многокритериальная оптимизация гидронавесных систем с/х мобильных машин: Дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. – Минск, 1994.- 212 с.