

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭНЕРГОСРЕДСТВА

*Гомельский государственный технический университет
Белорусский национальный технический университет
Гомель, Минск, Беларусь*

Агрегатирование универсального энергосредства (УЭС) с навесной машиной (НМ) осуществляется при помощи подъемно-навесного устройства (ПНУ) и в значительной степени определяется параметрами последнего. ПНУ это гидромеханическая система, состоящая из гидропривода (ГП) и механизма навески (МН), причем МН – его основной структурный компонент, определяющий характер взаимодействия УЭС с НМ. В энергетическом аспекте для ПНУ процесс перехода от рабочего режима к транспортному, сопровождающийся подъемом НМ, является наиболее ответственным.

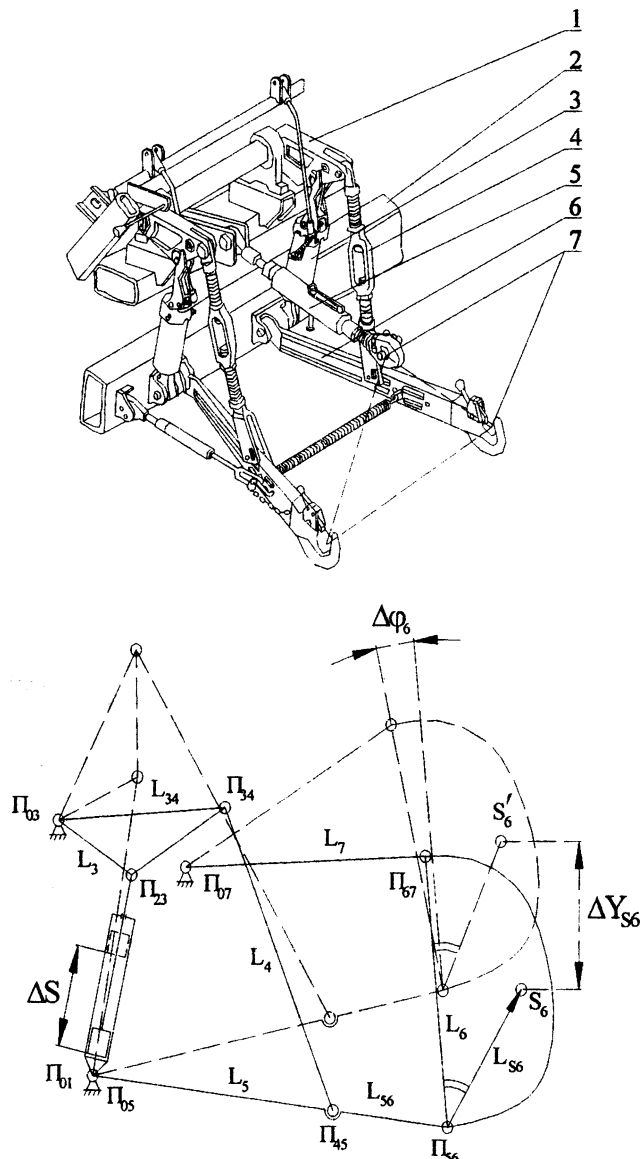


Рисунок 1 Механизм навески энергосредства «Полесье» и его плоский аналог.

1 – поворотный рычаг; 2 – рама энергосредства; 3 – гидроцилиндр; 4 – раскос; 5 – верхняя (центральная) тяга; 6 – нижняя тяга; 7 – шарниры присоединительного треугольника.

Свойства МН исследуются на базе его плоского аналога, получаемого из пространственной модели проецированием характерных точек механизма (центров шарниров) на его продольную плоскость симметрии. В результате структурного анализа кинематическая цепь идентифицируется одноподвижным восьмизвенным механизмом, изменение обобщенной координаты которого (ΔS) однозначно связано с положением выходного звена (L_6), моделирующего НМ.

Масса и момент инерции НМ, агрегируемых с УЭС значительно превышают соответствующие характеристики рабочих орудий, агрегируемых с тракторами при сравнимых выходных параметрах ГП. Поэтому расчетная траектория подъема НМ может быть воспроизведена, только если обеспечены достаточные энергетические возможности гидропривода ПНУ. Динамический анализ ГП, связанного с навесной машиной через МН, дает возможность определить закон движения поршня гидроцилиндра (ГЦ) $S(t) = f(S_0, \dot{S}, \ddot{S}, t)$, а также изменение давления у гидронасоса - $p_1(t)$ и гидроцилиндра - $p_2(t)$. Для решения задачи используется система нелинейных дифференциальных уравнений, объединяющая расход жидкости, потери давления в гидроприводе и движение поршня гидроцилиндра, нагруженного со стороны МН [3]. Навесная машина выполняет плоское движение, что учитывается в динамическом анализе ПНУ и требует более детального анализа кинематики МН по сравнению с известной методикой [1]. Для этого используются полученные для данной схемы МН выражения кинематических передаточных функций [2], позволяющие определить полезную нагрузку $F(S)$ и приведенную массу $m(S)$ на штоке ГЦ:

$$I(S) = \varphi'_3 \cdot U_{53} \cdot [L_{56} \cdot \cos \varphi_5 + U_{65} \cdot L_{56} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6})] \quad (1)$$

$$I_V(S) = \varphi'_5(S) \cdot [L_{56}^2 + U_{65}^2(S) \cdot L_{56}^2 + 2 \cdot U_{65}(S) \cdot L_{56} \cdot L_{S6} \cdot \cos(\varphi_5(S) - \varphi_6(S) - \varphi_{S6})]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

$$\varphi'_6(S) = \varphi'_3(S) \cdot U_{63}(S) \quad (3)$$

где $\varphi'_3(S), \varphi'_5(S), \varphi'_6(S)$ - аналоги угловой скорости звеньев L_3, L_5, L_6 ; U_{53}, U_{65}, U_{63} - передаточные отношения, характеризующие соотношения угловых скоростей между звеньями МН.

Масса НМ и её производная по обобщенной координате, приведенные к штоку ГЦ, определяются на основе закона сохранения кинетической энергии без учета влияния звеньев МН, но с учетом момента инерции НМ - J_6 :

$$m(S) = m_6 \cdot I_V(S)^2 + J_6 \cdot \varphi'_6(S)^2 \quad (4)$$

$$m'(S) = 2 \cdot [m_6 \cdot I_V(S) \cdot I'_V(S) + J_6 \cdot \varphi'_6(S) \cdot \varphi''_6(S)], \quad (5)$$

где $I'_V(S), \varphi''_6(S)$ - аналоги линейного и углового ускорения навесной машины.

Величина полезной нагрузки на ГЦ определяется по выражению:

$$F(S) = P_6 \cdot I(S)$$

Расчет приведенной к штоку ГЦ силы трения выполнен, по методике предложенной в работе [5]:

$$F_{mp}^{np}(S) = F_{mp} + r \cdot f_{mp} \cdot \left\{ \sum_{i=1}^7 R_{0i}(S) \cdot \varphi'_i(S) + \sum R_{ij}(S) \cdot [\varphi'_i(S) \pm \varphi'_{i+1}(S)] \right\}, \quad (6)$$

где r – радиус шарниров; f_m – коэффициент трения; $R_{0i}(S), R_{ij}(S)$ – силы реакции соответственно в неподвижных и подвижных шарнирах; $\varphi'_i, \varphi'_{i+1}$ – аналоги угловых скоростей звеньев МН; $F_{трц}$ – сила трения манжет ГЦ.

$$F_{\square p.л} = \pi \cdot D \cdot l \cdot f_c \cdot p_m,$$

где D – диаметр поршня ГЦ; l – ширина манжеты; f_c – коэффициент трения манжеты о гильзу ГЦ; p_m – среднее давление в напорной полости ГЦ.

Реакции в шарнирах МН рассчитываются по известной методике, но с учетом действия силы инерции со стороны НМ, которая определяется по выражению:

$$P_{ин} = m_6 \cdot a_{S_6} + J_6 \cdot \varepsilon_6, \quad (7)$$

где a_{S_6}, ε_6 – линейное и угловое ускорения навесной машины.

Потери давления в гидроприводе складываются из трех компонент:

$$\Delta p = \Delta p_{ин} + \Delta p_{mp} + \Delta p_{м}$$

Потери давления на трение рабочей жидкости о стенки магистрали [5] рассчитываются по выражению, исключающему необходимость предварительного определения режима течения жидкости:

$$\Delta p_{mp} = 27.5 \cdot \frac{\rho \cdot v \cdot l}{f} \cdot v + 0.443 \cdot k \cdot \frac{\rho \cdot l}{\sqrt{f}} \cdot v^2 \quad (8)$$

Инерционные и местные потери давления принимаются соответственно пропорциональными ускорению и квадрату скорости обобщенной координаты:

$$\Delta p_{ин} = a_1 \cdot \ddot{S} \quad \Delta p_{м} = a_2 \cdot \dot{S}^2$$

Максимальная движущая сила на штоке и давление в ГЦ, преодолевающие приведенную к ГЦ нагрузку определяются по выражениям:

$$F_{инт}^{\max} = p_2^{\max} \cdot F_c, \quad p_2^{\max} = p_{нк} - \Delta p \quad (9)$$

где F_c – площадь поршня силового ГЦ со стороны напорной магистрали; $p_{нк}$ – давление настройки предохранительного клапана.

Исходя из функционального назначения УЭС и навесных машин, проектируя ПНУ, инженер стремится одновременно удовлетворить ряд противоречивых условий:

- расположить МН таким образом, чтобы в момент начала и окончания движения навесная машина занимала желаемое положение, одновременно соответствующее требованиям стандарта [6];
- обеспечить требуемую грузоподъемность ПНУ для заданной ограниченной мощности гидропривода;
- обеспечить устойчивость МСХА с поднятой в транспортное положение НМ, а также нормативную нагрузку на мост ведущих колес УЭС;
- минимизировать нагрузку в элементах МН и величину силового воздействия, передаваемого со стороны НМ через МН на раму УЭС.

В качестве управляемых параметров ПНУ, определяющих его конструктивный вариант предлагаются: в ГП сечение гидромагистрали f , а в МН – координаты шарниров основания ГЦ – X_{01}, Y_{01} и центральной тяги – X_{07}, Y_{07} расположенные на раме УЭС, а также параметры поворотного рычага и нижней тяги – L_3, L_{34}, L_5 .

Каждому фиксированному значению набора $\vec{X} = \{f, X_{01}, Y_{01}, X_{07}, Y_{07}, L_3, L_{34}, L_5\}$ управляемых параметров соответствуют определенные значения критериев оптимальности $Y(X)$.

$$\bar{Y} = \{I_V^{\max}, \bar{I}_V, I_{56}^{\max}, \bar{F}_{mp}, \bar{R}_{03}, \Delta\bar{p}, G_{56}\}, \quad (10)$$

где \bar{I}_V - среднее значение передаточного числа на интервале изменения обобщенной координаты; $I_V^{\max}, I_{56}^{\max}$ - максимальные значения передаточных чисел МН на интервале изменения S ; $\bar{F}_{mp}, \bar{R}_{03}$ - средние значения приведенной силы трения и реакции в шарнире основания поворотного рычага; $\Delta\bar{p}$ - среднее значение потерь давления в ГП за время подъема НМ.

Интегральным показателем качества ПНУ является грузоподъемность на оси подвеса МН, зависящая одновременно от параметров ГП и МН:

$$G_{56} = \frac{p_2^{\max} \cdot F_c - [F_{ин}^{np}(S^*) + F_{mp}^{np}(S^*)]}{I_{56}^{\max}(S^*)} \quad (11)$$

где S^* - значение обобщенной координаты соответствующее $I_{56}^{\max}(S^*)$

Искомые значения оптимизируемых параметров ПНУ должны удовлетворять ряду конструктивных, технологических и эксплуатационных ограничений, которые делятся на прямые и функциональные. Прямые ограничения касаются предельных значений управляемых параметров, т.е. $\bar{X}_{\min} \leq \bar{X} \leq \bar{X}_{\max}$

К функциональным ограничениям относятся: величина хода оси подвеса - $\Delta Y_{56}(S)$ и максимальный угол наклона высоты присоединительного треугольника - φ_6^{\max} , максимальный вес НМ, обеспечивающий управляемость мобильного с/х агрегата и время подъема НМ.

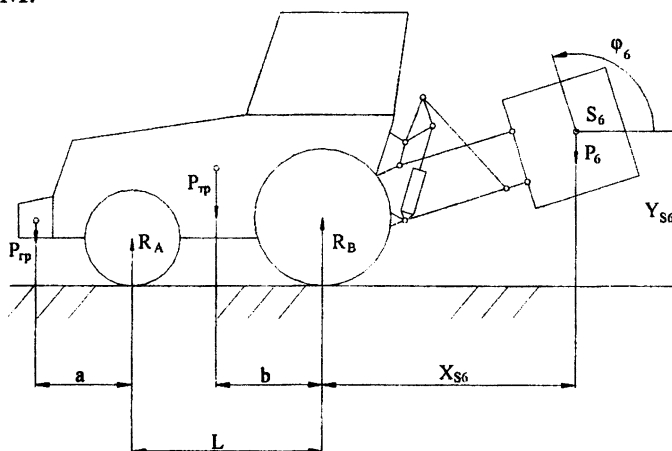


Рисунок 3. Схема УЭС с навесной машиной в транспортном положении.

$$\Delta Y_{56}(S) = Y_{56}(S^{\max}) - Y_{56}(S_p) \geq Y_{56}^{\text{don}}, \quad (12)$$

где S_p - значение обобщенной координаты в рабочем положении оси подвеса;

Y_{56}^{don} - допустимое значение хода оси подвеса;

В практике эксплуатации УЭС принято, что для устойчивого управления движением мобильного с/х агрегата часть его веса, приходящаяся на мост управляемых колес (R_A) должна составлять не менее 20% [6]. Составив уравнение моментов сил, действующих относительно контакта ведущего колеса, и разрешив его относительно реакции на управляемом колесе (см. рисунок 3) вместе с упомянутым выше ограничением получим систему:

$$\begin{cases} R_A = \frac{P_{вэс} \cdot b - P_6 \cdot X_{S6}^{max} + P_{эп} \cdot (L + a)}{L} \\ R_A \geq 0.2 \cdot (P_{вэс} + P_6 + P_{эп}) \end{cases} \quad (13)$$

В результате решения системы (13) получаем условие управляемости агрегата, ограничивающее вес, переводимой в транспортное положение НМ:

$$P_6 \leq \frac{P_{вэс} \cdot (5 \cdot b - L) + P_{эп} \cdot (4 \cdot L + 5 \cdot a)}{X_{S6}^{max} + L} \quad (14)$$

Таким образом, очевидно, что ПНУ оценивается на соответствие техническим требованиям по разным критериям качества, то есть синтезированный вариант ПНУ характеризуется многокритериальностью оценки.

Для поиска компромиссного проектного решения была использована созданная в БНТУ система моделирования и многокритериальной оптимизации, базирующаяся на методе использования пространства оптимизируемых параметров [7] с выделением паретовских решений и определением из них окончательного. Разработанный программный комплекс в качестве базового модуля может быть использован для модернизации существующих и разработки аналогичных по структуре подъемно-навесных устройств других мобильных машин, например строительно-дорожных, грузоподъемных и землеройных.

Литература. 1. Гуськов В.В. и др. Тракторы, часть 3, конструирование и расчет: учебное пособие для вузов. -Мн.: Высшая школа, 1981. -383с. 2. Попов В.Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей «Вестник ГГТУим. П.О.Сухого» 2000г. 3. Попов В.Б. Аналитическое определение грузоподъемности подъемно- навесного устройства мобильного энергоносителя. Машиностроение: Сб. научн. Трудов. Вып. 18. Под ред. И.П. Филонова.- Мн.: УП «Технопринт», 2002.- С. 466-472. 4. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика гидравлических и пневматических приводов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1980. – 231с., илл. 5. Озол О.Г. Теория механизмов и машин. Пер. с латыш./Под ред.С.Н. Кожевникова.- М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1984.- 432 с. 6. СТ СЭВ 5391-85 Тракторы сельскохозяйственные. Устройство навесное трехточечное заднее. Кинематические параметры и технические требования. 7. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 110с.

УДК 338: 621

П.П. Капуста, Д.В. Вихренко

КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РАМ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПОЛУПРИЦЕПОВ

*Белорусский национальный технический университет
РУП “Минский автомобильный завод”
г. Минск, Беларусь*

В настоящее время наиболее перспективным методом оценки нагруженности узлов и деталей мобильных машин на стадии проектирования является имитационное моделирование [1, 5, 6].