

## 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.

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 ( $\Delta S$ ) 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)

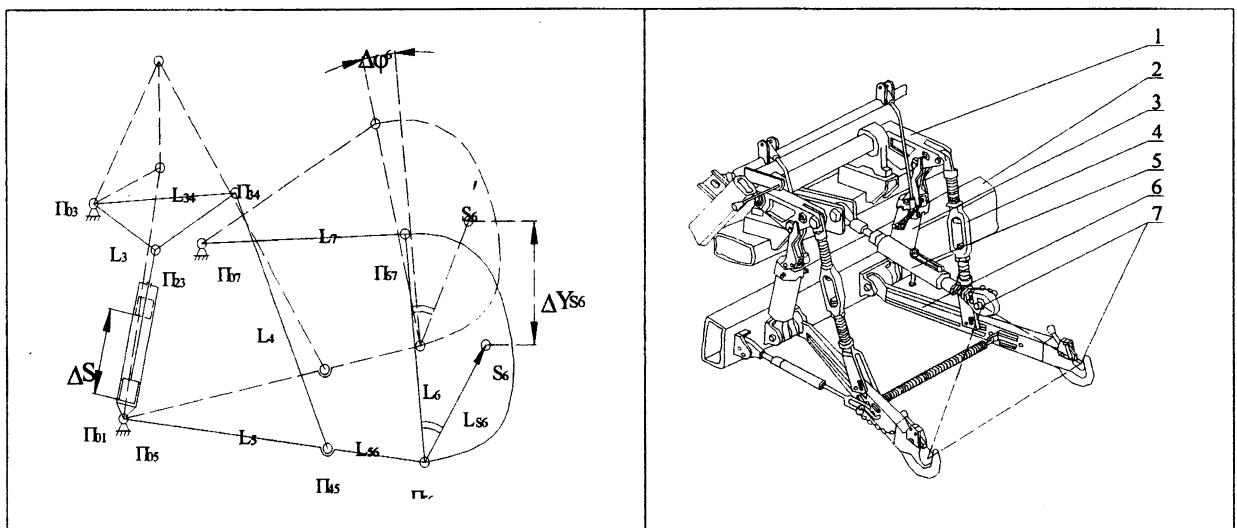


Рисунок 1 Механизм навески энергосредства «Полесье» и его плоский аналог.

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

$S(t) = f(S_0, \dot{S}, \ddot{S}, t)$ , 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]:

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

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;  $F_{mpu}$  - сила трения манжет гц.

$$F_{mpu} = \pi \cdot D \cdot l \cdot f_c \cdot p_m,$$

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:

$$P_{ин} = m_6 \cdot a_{S6} + J_6 \cdot \varepsilon_6, \quad (7)$$

Где  $a_{S6}, \varepsilon_6$  - линейное и угловое ускорения навесной машины.

Потери давления в гидроприводе складываются из трех компонент:

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

Потери давления на трение рабочей жидкости о стенки магистрали [5] рассчитываются по выражению, исключаяющему 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:

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

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

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

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  $Y(X)$ .

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

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.  $\vec{X}_{min} \leq \vec{X} \leq \vec{X}_{max}$

К функциональным ограничениям относятся: величина хода оси подвеса -  $\Delta Y_{S_6}(S)$  и максимальный угол наклона высоты присоединительного треугольника -  $\varphi_6^{\max}$ , максимальный вес НМ, обеспечивающий управляемость мобильного с/х агрегата и время подъема НМ.

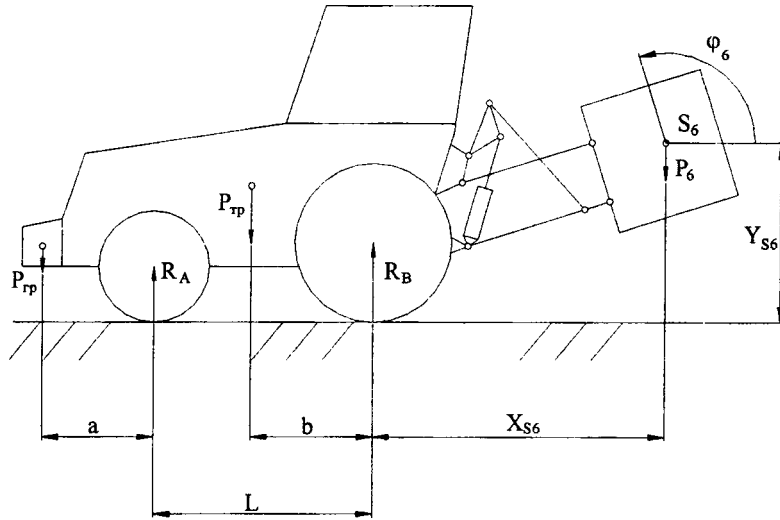


Рисунок 3. Схема УЭС с навесной машиной в транспортном положении.

$$\Delta Y_{S_6}(S) = Y_{S_6}(S^{\max}) - Y_{S_6}(S_p) \geq Y_{S_6}^{\text{don}}, \quad (12)$$

где  $S_p$  - значение обобщенной координаты в рабочем положении оси подвеса;  $Y_{S_6}^{\text{don}}$  - 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:

$$\begin{cases} R_A = \frac{P_{УЭС} \cdot b - P_6 \cdot X_{S_6}^{\max} + P_{zp} \cdot (L + a)}{L} \\ R_A \geq 0.2 \cdot (P_{УЭС} + P_6 + P_{zp}) \end{cases} \quad (13)$$

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

$$P_6 \leq \frac{P_{УЭС} \cdot (5 \cdot b - L) + P_{zp} \cdot (4 \cdot L + 5 \cdot a)}{X_{S_6}^{\max} + L} \quad (14)$$

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 втузов. -мн.: вышшая школа, 1981. -383с. 2. Попов в.б. аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей «вестник гттуим. П.о.сухого» 2000г. 3. Попов в.б. аналитическое определение грузоподъемности подъемно- навесного устройства мобильного энергосредства. Машиностроение: сб. Научн. Трудов. Вып. 18. Под ред. И.п. филонова.- мн.: уп «техно-принт», 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 сзв 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 621.01 : 621 .4

**А.Ю. Пилатов, Э.И. Астахов**

## **ПРОЕКТИРОВАНИЕ РОМБИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА**

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

В настоящее время значительно увеличивается интерес к двигателям Стирлинга. Этот двигатель , изобретенный в 1816г., переживает свое второе рождение ,что объясняется рядом его особенностей, которые в современных условиях приобретают важное значение . Такие двигатели внешнего сгорания работают по регенеративному замкнутому термодинамическому циклу Стирлинга с любым внешним источником теплоты (твёрдое, газообразное и жидкое топливо, солнечная и электрическая энергия, отходы органики и др.). По многим параметрам двигателя Стирлинга уже достигли уровня современных дизелей, но по сравнению с ними имеют лучшие показатели по токсичности и уровню шума, более высокий КПД. Универсальность двигателя Стирлинга в отношении источника теплоты в сочетании с высоким КПД определяет широкое будущее этого двигателя [1-4].

Наличие в двигателе Стирлинга двух синхронно изменяющихся объёмов (горячего и холодного) требует применения механизмов, выполняющих одновременно функции синхронизатора движения поршней и силового преобразователя. Наибольшее распространение получили поршневые двигатели с кривошипно-ползунными механизмами, методика расчёта которых в настоящее время разработана с исчерпывающей полнотой. Другим по степени распространения является ромбический механизм, изобретённый Ф. Ланчестером в 1898 году специально для двигателя Стирлинга. Среди различных вариантов схем ромбических механизмов наиболее простым и более распространённым является симметричный ромбический механизм, схема которого показана на рис. 1,а.

Для схемы на рисунке 1,а введены такие условные обозначения: п-для для деталей и звеньев механизма рабочего поршня 3п, в - для вытеснительного поршня 3в. Ромбический механизм состоит из двух вращающихся в противоположных направлениях