

УДК 629.114.2-182

ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

В. Б. ПОПОВ

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»
Республика Беларусь*

Введение

Рост производительности труда в растениеводстве тесно связан с совершенствованием технологических процессов и научно обоснованным выбором рациональных параметров машинно-тракторных агрегатов (МТА). В процессе эксплуатации критерияльную оценку режимов работы МТА рекомендуется проводить по показателям: его максимальной производительности; минимуму расхода топлива; минимальным потерям урожая и др. [1]. Необходимо отметить, что вне зависимости от выбора варианта оценки должно соблюдаться требуемое качество работы МТА.

Мобильные энергетические средства (МЭС) – энергонасыщенные тракторы и фронтальные погрузчики, универсальные энергетические средства и шасси при агрегатировании с рабочими орудиями (РО) и навесными машинами используются в разных функциональных режимах, три из которых основные – рабочий, транспортный и режим перевода навесной машины из рабочего положения в транспортное [2]. Характер агрегатирования МЭС с РО определяется выходными параметрами подъемно-навесных устройств (ПНУ), связывающих энергосредства с рабочими орудиями. При этом можно выделить взаимодействующую тетраду: МЭС–ПНУ–РО–внешняя среда. Результаты проектирования, испытаний и эксплуатации ПНУ показывают, что часть его выходных параметров, определяемых как показатели качества, оказывает преимущественное влияние на характеристики производительности и экономичности трех вышеперечисленных режимов работы.

Целью исследования является обоснованный выбор показателей качества ПНУ на основных режимах работы МТА.

Основная часть

Подъемно-навесное устройство состоит из гидропривода и механизма навески, с помощью которого рабочее орудие или навесная машина агрегируется с МЭС. В проекции на продольную плоскость симметрии МЭС механизм навески (МН) представляется одноподвижным восьмизвенным шарнирно-рычажным механизмом (рис. 1). Методическая база для структурного, геометрического, кинематического и силового анализа плоского аналога МН представлена в известных источниках [3], [6].

В условиях автоматизированного проектирования МЭС выходные параметры ПНУ должны многократно рассчитываться на ранних стадиях проектирования. Для этого были разработаны функциональные математические модели процедур геометрического, кинематического, силового и динамического анализа ПНУ [4].

Перераспределение нагрузки на оси МЭС во время работы (в составе МТА) и транспортного переезда, управляемость МЭС, передаточные числа МН и грузоподъемность ПНУ, максимальная высота и вылет навесной машины, а также время ее подь-

ема, потери давления в гидромагистрали и коэффициент полезного действия МН влияют на режимы работы МТА. Это показатели качества (критерии оптимальности) ПНУ, определяемые внутренними параметрами ПНУ, МЭС и навесного оборудования.

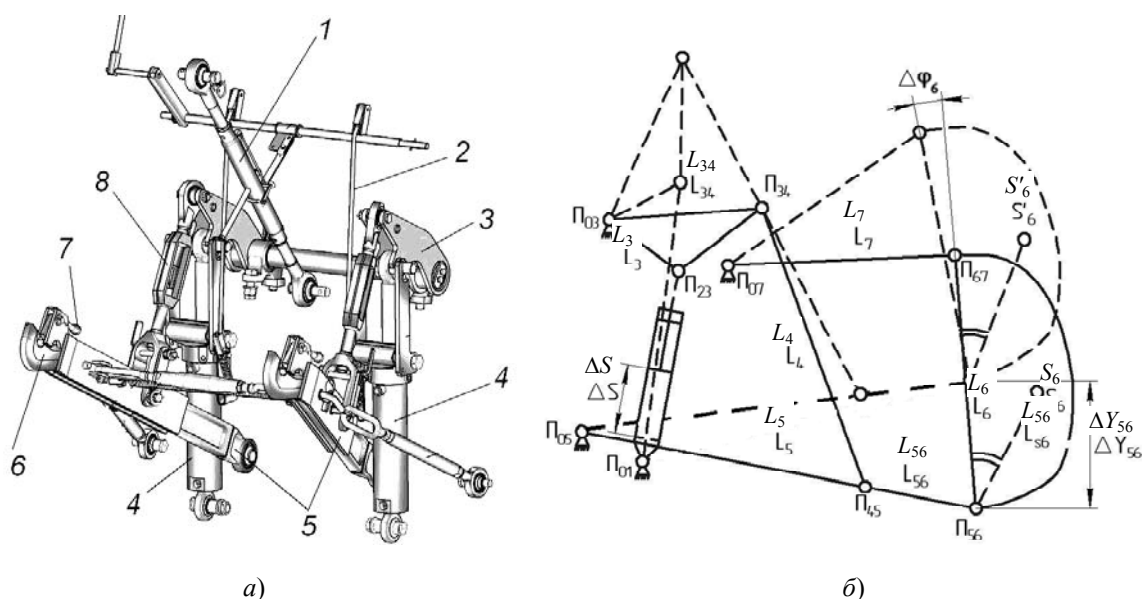


Рис. 1. Подъемно-навесное устройство (а) и плоский аналог его механизма навески (б):
1 – тяга верхняя; 2 – тяга механизма фиксации; 3 – рычаг поворотный; 4 – гидроцилиндры;
5 – тяги нижние; 6 – захват; 7 – ручка фиксатора; 8 – раскос

Координаты центра тяжести навесной машины (РО) определяются в рабочем и транспортном положении МН (рис. 1, б) через параметры вектора \vec{L}_{S_6} , связанного с координатами оси подвеса – Π_{S_6} и повернутого в правой декартовой системе координат относительно \vec{L}_6 на угол φ_{S_6} :

$$X_{S_6} = X_{S_6} + L_{S_6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S_6}); \quad Y_{S_6} = Y_{S_6} + L_{S_6} \cdot \sin(\varphi_6 + \varphi_{S_6}). \quad (1)$$

Передаточное число МН представляет собой аналог вертикальной скорости центра тяжести навесной машины [5], зависящий от внутренних параметров МН и координат центра тяжести навесной машины относительно оси подвеса:

$$I(S) = \varphi'_3 U_{53} [L_{56} \cdot \cos \varphi_5 + U_{65} L_{S_6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S_6})], \quad (2)$$

где φ'_3 – аналог угловой скорости поворотного рычага; U_{53} , U_{65} – передаточные отношения, показывающие соотношения угловых скоростей звеньев; $\varphi_5(S)$, $\varphi_6(S)$ – углы, образуемые аналогами звеньев в правой декартовой системе координат.

Первая часть суммы в выражении (2) представляет собой передаточное число МН на оси подвеса, позволяющее сравнивать между собой потенциальные возможности МН различных ПНУ.

Зная $I(S)$, можно, не выполняя силовой анализ кинематической цепи, включающей МН и РО, оценить нагрузку, передаваемую от навесной машины (P_6) через звенья МН на шток гидроцилиндра:

$$F_g(S) = P_6 I(S). \quad (3)$$

Силовой анализ МН выполняется по группам Ассура по известной методике [3], в результате определяются силы, действующие в шарнирах МН. Приведенная к штоку гидроцилиндра сила трения равна отношению от деления суммы мгновенных мощностей трения, затрачиваемых в шарнирах МН, на скорость поршня гидроцилиндра (ГЦ) – \dot{S} плюс трение манжеты поршня о гильзу ГЦ ($F_{\text{тр.ц}}$):

$$F_{\text{тр}}^{\text{мп}}(S) = F_{\text{тр.ц}} + r f_{\text{тр}} \left\{ \sum_{i=1}^7 R_{0i}(S) \cdot \varphi'_i(S) + \sum R_{ij}(S) [\varphi'_i(S) \pm \varphi'_{i+1}(S)] \right\}, \quad (4)$$

где r – радиус шарниров тяг; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения; $R_{0i}(S)$, $R_{ij}(S)$ – силы, действующие, соответственно, в неподвижных и подвижных шарнирах МН; φ'_i , φ'_{i+1} – аналоги угловых скоростей звеньев МН.

Для упрощения выражения (4) радиусы шарниров звеньев МН и коэффициенты трения полагаем одинаковыми для всех пар. В результате коэффициент полезного действия МН определяется по выражению

$$\eta(S) = \frac{F_g(S)}{F_g(S) + F_{\text{тр}}^{\text{мп}}(S)}. \quad (5)$$

Из выражений (4) и (5) следует, что КПД МН величина переменная. Аналитическое выражение для грузоподъемности ПНУ [3] имеет вид:

$$G_S = \frac{p_{\text{гц}}^{\text{max}} F_c - [F_{\text{тр}}^{\text{мп}}(S^\circ) + F_{\text{ин}}^{\text{мп}}(S^\circ)]}{I(S^\circ)}, \quad (6)$$

где S° – значение обобщенной координаты, соответствующее максимальному значению передаточного числа; $p_{\text{гц}}^{\text{max}}$ – максимальное давление в гидроцилиндре (ГЦ); F_c – суммарная площадь поршней со стороны нагнетающей магистрали; $F_{\text{ин}}^{\text{мп}}(S^\circ)$ – приведенная сила инерции.

Максимальное давление в ГЦ определяется по разнице между настройкой (константой) предохранительного клапана ($p_{\text{пк}}$), с одной стороны, и минимумом потерь давления в гидромагистрали (величиной переменной), с другой [4]. Поэтому чем меньше потери давления (Δp) в гидроприводе, тем больше возможное давление в напорной полости ГЦ:

$$p_{\text{гц}} = p_{\text{пк}} - (a_1 \ddot{S} + a_2 \dot{S} + a_3 S^2), \quad (7)$$

где a_1 , a_2 , a_3 – коэффициенты пропорциональности, соответствующие инерционным, скоростным и местным потерям давления; \ddot{S} и \dot{S} – ускорение и скорость движения поршня ГЦ.

Приведенная сила инерции определяется по результатам динамического анализа ПНУ [4] и имеет вид:

$$F_{\text{ин}}^{\text{мп}}(S) = m(S) \ddot{S} + \frac{1}{2} m'(S) \dot{S}^2, \quad (8)$$

где $m(S)$ и $m'(S)$ – приведенная масса РО и ее производная по обобщенной координате.

Грузоподъемность ПНУ (6) характеризует вес РО, находящегося на соответствующем расстоянии от оси подвеса, который можно перевести из рабочего в транспортное положение. Как следует из выражения (6), грузоподъемность ПНУ – это интегральный показатель, зависящий одновременно от параметров гидропривода, механизма навески и массово-геометрических характеристик РО. Следует также отметить, что передаточное число МН МЭС (2) изменяется по мере подъема РО, а его максимальное значение ограничивает грузоподъемность ПНУ, т. е. вес РО, который можно перевести при помощи ПНУ в транспортное положение.

Время перевода РО из рабочего положения в транспортное определяется как отношение рабочего объема гидроцилиндров к подаче насоса гидропривода ПНУ с учетом его объемного КПД, но без учета времени нарастания давления в гидроцилиндре при переключении распределителя гидропривода ПНУ из-за его быстротечности:

$$t_{\text{под}} = \frac{V_{\text{гц}}}{qn\eta_{\text{об}}}, \quad (9)$$

где $V_{\text{гц}}$ – суммарный рабочий объем гидроцилиндров ПНУ; q – производительность гидронасоса; n – частота вращения вала гидронасоса; $\eta_{\text{об}}$ – объемный КПД гидронасоса.

В транспортном положении навесной машины опрокидывающий момент относительно точки A (рис. 2), создаваемый ее весом, приобретает максимальное значение. Из практики эксплуатации МТА было принято [7], что для устойчивого управления движением агрегата часть его веса, приходящаяся на мост управляемых колес (R_A), должна составлять от 16 до 20 % ($0,16 \leq k \leq 0,2$) от общего веса МТА.

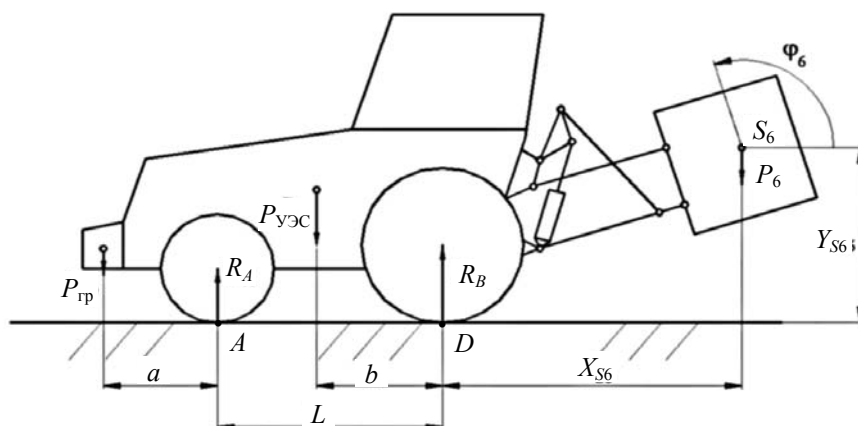


Рис. 2. Схема сил, действующих на опорную поверхность со стороны МТА с навесной машиной в транспортном положении

Для расчета параметра управляемости МЭС в режиме транспортного переезда составляется уравнение равновесия моментов сил, действующих на МТА относительно точки опоры ведущих колес:

$$\sum M_B = P_{\text{гр}}(a+L) + P_{\text{МЭС}}b - P_6 X_{S6} - R_A L = 0,$$

где $P_{\text{гр}}$ – вес противовеса, $P_{\text{МЭС}}$ – вес МЭС; P_6 – вес навесной машины; L – база МЭС; a и b – расстояние от вертикальной проекции центра тяжести УЭС до вертикальных проекций центра тяжести противовеса и оси моста ведущих колес, соответственно.

Разрешив уравнение моментов сил относительно реакции на управляемом колесе R_A , получим:

$$R_A = \frac{P_{гр}(a+L) + P_{МЭС}b - P_6 X_{S6}}{L}.$$

Вместе с вышеуказанным ограничением получим систему, состоящую из уравнения и неравенства:

$$\begin{cases} R_A = \frac{P_{МЭС}b - P_6 X_{S6} + P_{гр}(L+a)}{L}; \\ R_A \geq k(P_{МЭС} + P_6 + P_{гр}). \end{cases} \quad (10)$$

В результате решения системы (10) получим условие соблюдения управляемости МТА, которое состоит в ограничении веса агрегируемой с МЭС навесной машины или рабочего орудия:

$$P_6 \leq \frac{P_{МЭС}(b - kL) + P_{гр}[a + L(1 - k)]}{X_{S6} + kL}. \quad (11)$$

В режиме транспортного переезда МТА из-за кинематического возбуждения со стороны микрорельефа [8], [9] центры тяжести МЭС и навесной машины совершают сложные колебания в продольной плоскости (рис. 2), получая ускорения, вызванные контактированием колес МЭС с соответствующим агрофоном:

$$P_6^* = P_6 \pm m_6 \ddot{Y}_{S6}. \quad (12)$$

При этом исходная нагрузка P_6^* , передающаяся на тяги МН, также приобретает вероятностный колебательный характер, что приводит к переменному характеру силового воздействия на раму МЭС и перераспределению нормальных реакций между передним и задним мостами МЭС.

В рабочем режиме, например при агрегатировании МЭС с плугом, во всем диапазоне глубины обработки почвы должны обеспечиваться благоприятные условия для самозаглубляемости и стабильности глубины хода рабочих органов (плуга), что обеспечивается соответствующим расположением [10] горизонтальной координаты (X_p) мгновенного центра вращения навесной машины (рис. 3) в рабочем положении:

$$X_p = \frac{(Y_{S6}X_{05} - Y_{05}X_{S6})(X_{07} - X_{67}) - (X_{05} - X_{S6})(Y_{67}X_{07} - Y_{07}X_{67})}{(Y_{07} - X_{67})(X_{05} - X_{S6}) - (X_{07} - X_{67})(Y_{05} - Y_{S6})}. \quad (13)$$

Для анализа динамики МТА, кроме тягового сопротивления РО, необходимо также иметь данные о величине догрузки МЭС вертикальными силами, действующими на РО, и о влиянии силового воздействия навесных машин на распределение нормальных реакций между передними (R_A) и задними колесами (R_B) МЭС [8]. Поэтому силовой анализ по группам Ассура необходимо провести повторно, дополнительно, учитывая не только вес РО, но и его тяговое сопротивление, а также реакцию со стороны опорного колеса плуга.

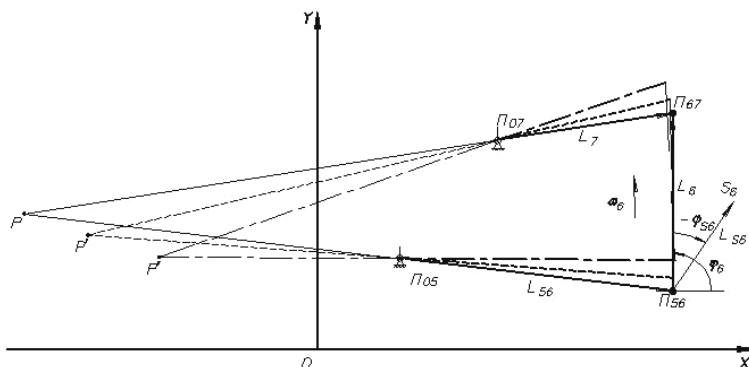


Рис. 3. Схема движения внешнего четырехзвенника МН и МЦВ выходного звена L_6

Анализ распределения нагрузок по осям МЭС показывает, что зависимость тягово-сцепных качеств УЭС 290/450 со всеми ведущими колесами (4К4) от распределения нагрузок между их осями может быть представлена в функции коэффициента λ , изменяющегося в пределах $0,25 \leq \lambda \leq 0,66$:

$$\lambda = \frac{R_A}{R_B}.$$

Оптимальная величина λ у МЭС будет, если его тяговый КПД стремится к своему максимальному значению ($\eta_T \rightarrow \max$) [11], причем он определяется по известному выражению

$$\eta_T = \eta_{тр} \eta_k \eta_\delta \eta_{спр}, \quad (14)$$

где $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии; η_k – КПД колеса; η_δ – КПД, учитывающий потери мощности на буксование; $\eta_{спр}$ – КПД, учитывающий потери мощности на образование колеи.

Произведение первых двух компонент выражения (14) определяет совершенство конструкции МЭС, а $\eta_\delta \eta_{спр}$ – его тягово-сцепные свойства. Уточняя содержательную часть двух последних компонент выражения (14), получим:

$$\eta_T = \eta_{тр} \eta_k (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_{спр}}{F_k} \right),$$

где δ – буксование в долях единицы; $F_{спр}$ – сила сопротивления перекачиванию при смятии грунта движителем и образовании колеи; F_k – касательная сила тяги [10].

Заключение

Автоматизированное проектирование МЭС опирается на компьютерное моделирование его узлов и агрегатов. Формирование функциональных математических моделей режимов работы подъемно-навесных устройств МЭС является необходимым условием для многовариантного анализа их выходных параметров в различных условиях эксплуатации. Одно из условий решения задачи параметрического синтеза ПНУ, удовлетворяющего требованиям заказчика, состоит в назначении показателей качества ПНУ и получении для них аналитических выражений для использования на ранних стадиях

проектирования МЭС. Обоснованный выбор критериев качества – ступень в формировании постановки задачи параметрической оптимизации ПНУ [12], решение которой послужит технико-экономической рационализации режимов работы МТА.

Литература

1. Амельченко, П. А. Агрегатирование тракторов «Беларусь» : учеб. пособие / П. А. Амельченко, Б. Я. Шнейсер, Н. Г. Шатуня. – Минск : Ураджай, 1993. – С. 302.
2. Попов, В. Б. Анализ режимов работы подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства УЭС–290/450 «Полесье» // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси ; редкол.: А. А. Дюжев [и др.]. – Минск, 2012. – Вып. 1. – С. 99–102.
3. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Машиностроение, 1988. – С. 640.
4. Попов, В. Б. Функциональная математическая модель анализа подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов // Механика–2011 : сб. науч. тр. V Белорус. конгр. по теорет. и приклад. механике / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси ; редкол.: М. С. Высоцкий [и др.]. – Минск, 2011. – Т. 1. – С. 169–176 (Справ. по с.-х. машинам).
5. Попов, В. Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2000. – № 2. – С. 25–29.
6. Озол, О. Г. Теория механизмов и машин : пер. с латыш. / О. Г. Озол / под ред. С. Н. Кожевникова. – М. : Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1984. – С. 432.
7. ГОСТ 10677–2001. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6–8. Типы, основные параметры и размеры (межгосударственный стандарт). – Минск : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2002. – С. 8.
8. Скотников, В. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В. А. Скотников, А. А. Машенский, А. С. Солонский. – М. : Агропромиздат, 1986. – С. 383.
9. Попов, В. Б. Математическое моделирование мобильного сельскохозяйственного агрегата в режиме транспортного переезда / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2005. – № 3. – С. 13–18.
10. Попов, В. Б. Влияние параметров механизма навески и плуга на тягово-энергетические показатели пахотного агрегата / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2013. – № 4. – С. 58–64.
11. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория : учеб. пособие / В. П. Бойков [и др.] ; под общ. ред. В. П. Бойкова. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М. – М., 2012. – 543 с. : ил. – (Высш. образование).
12. Попов, В. Б. Параметрическая оптимизация подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства УЭС 290/450 «Полесье», агрегируемого с навесным кормоуборочным комбайном КНК-500 / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2013. – № 1. – С. 35–43.

Получено 23.04.2015 г.