

УДК 631.372:621.866-82

## АНАЛИЗ АГРЕГАТИРОВАНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА УЭС 290/450 «ПОЛЕСЬЕ» С НАВЕСНЫМ КОРМОУБОРОЧНЫМ КОМБАЙНОМ КНК-500

**В. Б. ПОПОВ**

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

### Введение

Универсальным энергетическим средством (УЭС) традиционно считается мобильная машина, предназначенная для выполнения уборочных и других полевых работ в агрегате с машинами, потребляющими основную часть мощности двигателя через валы отбора мощности. Современное сельскохозяйственное производство Союзного государства потребовало повышения энергонасыщенности серийно выпускаемых ПО «Гомсельмаш» УЭС и расширения области их использования, включая работы в агрегате с высокопроизводительной кормо- и зерноуборочной техникой, в том числе с навесным кормоуборочным комбайном КНК-500, а также жаткой и молотильно-сепарирующим устройством комплекса зерноуборочного роторного КЗР-12. В соответствии с поставленной задачей было разработано УЭС 290/450 «ПОЛЕСЬЕ», снабженное задним и передним подъемно-навесными устройствами (ПНУ), которые являются обязательными компонентами мобильного сельскохозяйственного агрегата (МСХА), предназначенными для связи УЭС с навесной машиной (НМ) или рабочим орудием. Характер связи УЭС 290/450 с КНК-500 и ее энергетика во многом определяются параметрами заднего ПНУ УЭС и массово-геометрическими параметрами навесного кормоуборочного комбайна КНК-500.

Цель работы – анализ энергетики процесса перевода задним ПНУ (рис. 1, а) УЭС 290/450 навесного кормоуборочного комбайна КНК-500 в транспортное положение с определением выходных параметров ПНУ и управляемости МСХА с КНК-500 в транспортном положении.

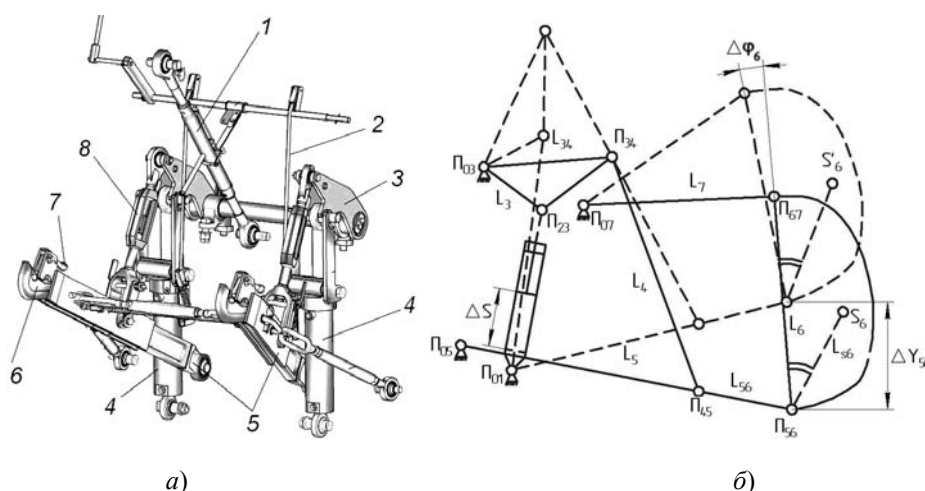


Рис. 1. Заднее подъемно-навесное устройство (а) и плоский аналог его механизма навески (б):  
1 – тяга верхняя; 2 – тяга механизма фиксации; 3 – рычаг поворотный; 4 – гидроцилиндры;  
5 – тяги нижние; 6 – захват; 7 – ручка фиксатора; 8 – раскос

### Постановка задачи

Подъемно-навесное устройство состоит из механизма навески (МН) и гидропривода (ГП) открытого типа.

Механизм навески – основная составляющая ПНУ, определяющая характер взаимодействия УЭС с НМ. Это пространственный шарнирно-рычажный механизм (рис. 1, *a*), закрепленный на раме УЭС. Тяги МН связаны с НМ (в данном случае КНК-500) через присоединительный треугольник, образуемый шарнирами верхней и нижних тяг МН. В замкнутой кинематической цепи, состоящей из рамы УЭС, звеньев МН и НМ, последняя принимается за выходное звено.

Расчет выходных параметров МН проводится на базе его плоского аналога, полученного из пространственной геометрической модели проецированием центров шарниров МН на его продольную плоскость симметрии (рис. 1, *б*). В результате структурного анализа плоской кинематической цепи имеем одноподвижный восьми-звенный механизм [1], изменение обобщенной координаты которого ( $\Delta S$ ) однозначно связано с положением его выходного звена ( $L_6$ ).

Геометрический анализ замкнутой кинематической цепи выполнен по методу замкнутых векторных контуров и подробно рассмотрен в [2], [3]. В результате геометрического анализа определяются координаты подвижных шарниров МН и характерных точек замкнутой кинематической цепи. В частности, координаты оси подвеса МН  $П_{56}$  определяются по выражениям:

$$X_{56}(S) = X_{05} + L_{56} \cos \varphi_5(S), \quad Y_{56}(S) = Y_{05} + L_{56} \sin \varphi_5(S), \quad (1)$$

где  $X_{05}, Y_{05}$  – координаты неподвижного шарнира  $П_{05}$  на раме УЭС;  $\varphi_i$  – угол, образуемый соответствующим звеном, в правой декартовой системе координат.

Координаты характерной точки – центра тяжести КНК-500 – определяются в соответствии с выражениями:

$$X_{S6}(S) = X_{56}(S) + L_{S6} \cos[\varphi_6(S) + \varphi_{S6}]; \quad (2)$$

$$Y_{S6}(S) = Y_{56}(S) + L_{S6} \sin[\varphi_6(S) + \varphi_{S6}], \quad (3)$$

где  $L_{S6}$  и  $\varphi_{S6}$  – характеристики вектора, проведенного от оси подвеса в центр тяжести навесного кормоуборочного комбайна.

Аналитические выражения (1)–(3) представляют собой функции положения для заднего МН УЭС 290/450, одновременно необходимые для формирования процедур кинематического и силового анализа.

Процедура кинематического анализа формируется в соответствии со структурой МН путем дифференцирования по независимой переменной ( $t$ ) уравнений, описывающих замкнутые векторные контуры [4]. Определение аналогов угловых скоростей звеньев МН ведется в прямом порядке, начиная с подъемного рычага (рис. 1). Так, дифференцируя по обобщенной координате выражение для угла  $\varphi_3(S)$  [2], получим аналог угловой скорости подъемного рычага:

$$\varphi_3'(S) = \frac{d\varphi_3}{dS} = \frac{2S}{\sqrt{4L_{13}^2 L_3^2 - [S^2 - (L_{13}^2 + L_3^2)]^2}}. \quad (4)$$

Передаточные отношения  $U_{53}(S)$  и  $U_{65}(S)$ , связывающие между собой угловые скорости (или аналоги этих скоростей) звеньев  $L_{56}$  и  $L_3$ , а также  $L_{56}$  и  $L_6$ , опреде-

ляются в результате последовательного кинематического анализа замкнутых контуров  $\Pi_{03}\Pi_{34}\Pi_{45}\Pi_{05}$  и  $\Pi_{07}\Pi_{67}\Pi_{56}\Pi_{05}$  (рис. 1, б):

$$U_{53}(S) = \frac{d\varphi_5(S)}{d\varphi_3(S)} = \frac{L_{34} \sin[\varphi_{34}(S) - \varphi_4(S)]}{L_5 \sin[\varphi_5(S) - \varphi_4(S)]}, \quad (5)$$

$$U_{65}(S) = \frac{d\varphi_6(S)}{d\varphi_5(S)} = \frac{L_{56} \sin[\varphi_5(S) - \varphi_7(S)]}{L_6 \sin[\varphi_7(S) - \varphi_6(S)]}. \quad (6)$$

Для данной структурной схемы МН справедливы следующие соотношения:

$$\varphi'_5(S) = \varphi'_3(S)U_{53}(S), \quad U_{63}(S) = U_{53}(S)U_{65}(S), \quad \varphi'_6(S) = \varphi'_3(S)U_{63}(S), \quad (7)$$

где  $\varphi'_5(S)$ ,  $\varphi'_6(S)$  – аналоги угловых скоростей звеньев  $L_{56}$ ,  $L_6$ ;  $U_{63}(S)$  – передаточное отношение, связывающее угловые скорости подъемного рычага и выходного звена кинематической цепи – КНК-500.

Передаточное число МН представляет собой аналог вертикальной скорости центра тяжести КНК-500 [3], зависящий только от внутренних параметров МН:

$$I(S) = \varphi'_3 U_{53} [L_{56} \cos \varphi_5 + U_{65} L_{56} \cos(\varphi_6 + \varphi_{56})]. \quad (8)$$

В соответствии с существующей практикой проектирования установлены два выходных кинематических параметра МН: передаточные числа на оси подвеса –  $I_m(S)$  и в центре тяжести КНК-500 –  $I_s(S)$ . Передаточное число МН на оси подвеса определяется в предположении, что там находится центр тяжести МН, и оно равно первому слагаемому в выражении (8).

Формализация описания силового анализа замкнутой кинематической цепи состоит в определении сил, действующих в шарнирах звеньев, и выполняется по группам Ассура в порядке обратном кинематическому анализу, по известной методике [4]. При этом не учитывается вес звеньев МН и возникающие в процессе движения звеньев силы инерции. Основные результаты силового анализа МН представлены в табл. 2 и в дальнейшем используются для прочностного анализа звеньев.

Схема ГП ПНУ, гидроцилиндр (ГЦ) которого нагружен со стороны МН, представлена на рис. 2. Величина приведенной к поршню ГЦ нагрузки  $F_{np}(S)$  состоит из полезной составляющей  $F(S)$ , а также приведенных сил трения ( $F_{тр}^{np}$ ) и инерции ( $F_{ин}^{np}$ ) [1]:

$$F_{np}(S) = F(S) + F_{ин}^{np}(S) + F_{тр}^{np}(S), \quad (9)$$

где  $S$  – обобщенная координата МН.

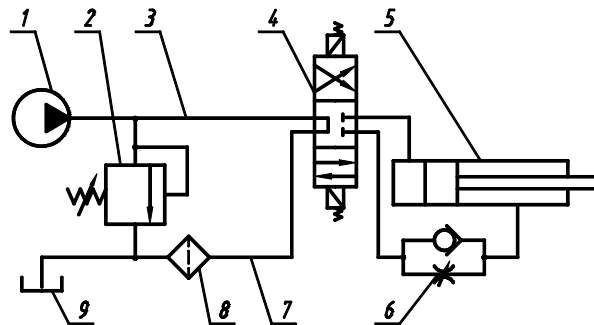


Рис. 2. Схема гидропривода УЭС:

1 – насос шестеренный; 2 – клапан предохранительный; 3, 7 – гидромагистраль; 4 – гидрораспределитель; 5 – гидроцилиндр; 6 – регулируемый дроссель; 8 – фильтр; 9 – бак

Полезная нагрузка на ГЦ пропорциональна основному передаточному числу механизма навески  $I(S)$ :

$$F(S) = P_6 I(S), \quad (10)$$

где  $P_6$  – вес КНК-500.

Максимальная движущая сила, развиваемая на штоке ГЦ для преодоления приведенной к ГЦ нагрузки, определяется по выражению

$$F_{шт}^{\max} = p_{гц}^{\max} \cdot F_c, \quad (11)$$

где  $F_c$  – площадь поршня ГЦ;  $p_{гц}^{\max}$  – максимальное давление в ГЦ.

Максимальное давление в ГЦ ограничено настройкой предохранительного клапана и потерями давления в гидроприводе:

$$p_{гц}^{\max} = p_{п.к} - (\Delta p_{др} + \Delta p_{гм}), \quad (12)$$

где  $p_{п.к}$  – давление настройки предохранительного клапана ГП;  $\Delta p_{др}$  – потери давления на дросселе в магистрали слива;  $\Delta p_{гм}$  – потери давления в магистрали.

Динамический анализ ГП, связанного с НМ через МН, дает возможность определить закон движения нагруженного поршня ГЦ [1] и потери давления в ГП. Для этого на основе эквивалентной динамической схемы, методики определения потерь давления и применения уравнения Лагранжа 2-го рода к машинному агрегату, состоящему из ГП и МН, была сформирована математическая модель его динамического анализа [1] в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E_{np}}{V_0 + F_c(S - S_0)} \cdot Q - \frac{F_c E_{np}}{V_0 + F_c(S - S_0)} \dot{S}, \\ p_2 = p_1 - (a_1 \ddot{S} + a_2 \dot{S} + a_3 \dot{S}^2), \\ m(S) \ddot{S} + \frac{1}{2} m'(S) \dot{S}^2 = p_2 F_c - [F(S) + F_{тр}^{np}(S)], \end{cases} \quad (13)$$

где  $E_{np}$  – приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости;  $V_0$  – начальный объем рабочей жидкости в напорной магистрали;  $S, S_0$  – текущее и начальное значения обобщенной координаты;  $a_1, a_2, a_3$  – коэффициенты, пропорциональные различным видам потерь давления;  $m(S), m'(S)$  – приведенная масса и ее производная по обобщенной координате;  $Q$  – объемный расход рабочей жидкости.

Выражение в левой части третьего уравнения системы представляет собой приведенную силу инерции. Выражение для приведенной массы формируется на основе закона сохранения кинетической энергии и не учитывает влияние масс звеньев МН. В результате решения системы численным методом (например, Рунге–Кутта 4-го порядка) рассчитывается закон движения поршня ГЦ:  $S(t) = f(S_0, \dot{S}, \ddot{S}, t)$ , а также изменение давления у насоса  $p_1$  и в полости ГЦ со стороны напорной магистрали  $p_2$ .

Расчет приведенной к штоку ГЦ силы трения выполняется исходя из того, что она равна отношению от деления суммы мгновенных мощностей трения, затрачи-

ваемых в шарнирах МН, на скорость поршня ГЦ  $\dot{S}$  плюс трение манжеты поршня о гильзу ГЦ ( $F_{\text{тр.ц}}$ ):

$$F_{\text{тр}}^{\text{мп}}(S) = F_{\text{тр.ц}} + rf_{\text{тр}} \left\{ \sum_{i=1}^7 R_{0i}(S)\varphi'_i(S) + \sum R_{ij}(S)[\varphi'_i(S) \pm \varphi'_{i+1}(S)] \right\}, \quad (14)$$

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;  $\varphi'_i, \varphi'_{i+1}$  – аналоги угловых скоростей звеньев МН.

Для упрощения расчета в выражении (14) полагаем радиусы шарниров и коэффициенты трения в шарнирах одинаковыми для всех кинематических пар.

Силу трения манжеты поршня о внутреннюю поверхность гильзы ГЦ определяем по выражению, полученному из [5]:

$$F_{\text{тр.ц}} = \pi D l f_c p_m, \quad (15)$$

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

Анализ выражений (14) и (15) показывает, что потери на трение в шарнирах не зависят от скорости поршня ГЦ и определяются внутренними параметрами МН и ГЦ.

Понятие грузоподъемности ПНУ колесного трактора или другого мобильного энергетического средства приводится в [6] и определяется массой поднимаемого груза при максимально развиваемой величине усилия ( $F_{\text{шт}}^{\text{max}}$ ) на штоке гидроцилиндра (гидроцилиндров) МН как:

$$m = \frac{F_{\text{шт}}^{\text{max}} \eta_{\text{МН}}}{I(S)g}, \quad (16)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;  $\eta_{\text{МН}}$  – КПД МН.

Следует отметить, что в данном выражении: КПД МН принимается постоянным и уточняется по результатам испытаний; влияние приведенной силы инерции не учитывается; основное передаточное число МН определяется из плана скоростей как отношение вертикальной скорости центра тяжести НМ к скорости поршня ГЦ. В результате расчет грузоподъемности ПНУ трактора на ранней стадии его проектирования относительно трудоемок и приближителен.

В то же время расширение шлейфа, агрегатируемых с УЭС рабочих машин и орудий, сопровождающееся ростом их массово-геометрических характеристик, конфликтует с ограниченной мощностью ГП ПНУ. Поэтому для модернизации ПНУ в режиме автоматизированного проектирования необходимо более точное описание его грузоподъемности. С этой целью выражение (16) было уточнено.

Подставив выражения (9)–(11) в (16) и выполнив ряд преобразований, получим аналитическое выражение для грузоподъемности ПНУ мобильного энергетического средства:

$$G_S = \frac{p_{\text{шт}}^{\text{max}} F_c - [F_{\text{тр}}^{\text{мп}}(S^\circ) + F_{\text{ин}}^{\text{мп}}(S^\circ)]}{I(S^\circ)}, \quad (17)$$

где  $S^\circ$  – значение обобщенной координаты, соответствующее максимальному значению передаточного числа МН.

В данном выражении грузоподъемность тождественна весу КНК-500, переводимого из рабочего в транспортное положение.

Как следует из выражения (17), грузоподъемность ПНУ – это интегральный показатель, зависящий одновременно от параметров его ГП и МН, а также от массово-геометрических характеристик НМ. Следует также отметить, что основное передаточное число МН УЭС 290/450 изменяется по мере подъема КНК-500, а его максимальное значение ограничивает вес комбайна, который можно перевести при помощи ПНУ в транспортное положение.

### Результаты расчета выходных параметров ПНУ по сформированной функциональной математической модели

Результаты расчета выходных параметров ПНУ УЭС 290/450, агрегируемого с навесным кормоуборочным комбайном КНК-500, выполненного на сформированной функциональной математической модели (ФММ), представлены в табл. 1 и 2.

Так, на основе уточненного выражения для определения грузоподъемности была рассчитана грузоподъемность ПНУ УЭС 290/450 на оси подвеса и на расстоянии 1,25 м от нее. Расчет показал (табл. 2), что грузоподъемность ПНУ на оси подвеса составила 78,03 кН, а в центре тяжести КНК-500, соответственно, 48,37 кН. Это позволяет сделать вывод о возможности перевода КНК-500 из рабочего в транспортное положение и об энергетической обеспеченности агрегирования с ним УЭС 290/450.

Таблица 1

### Геометрические и кинематические выходные параметры механизма навески

Геометрические параметры					Кинематические параметры				
$S$	$Y_{S6}(S)$	$X_{S6}(S)$	$Y_{S6}(S)$	$\phi_6(S)$	$\phi_3'(S)$	$U_{33}(S)$	$\phi_6'(S)$	$I_m(S)$	$I_S(S)$
[м]	[м]	[м]	[м]	[град]	[1/м]	[–]**	[1/м]	[–]	[–]
0,571	–	–*	–*	–	–	–	–	–	–
0,596	0,297	2,364	0,53	89,184	4,844	0,58	1,129	2,67	4,085
0,621	0,363	2,373	0,631	90,791	4,425	0,61	1,117	2,61	4,002
0,646	0,428	2,377	0,731	92,394	4,175	0,63	1,124	2,57	3,961
0,671	0,492	2,374	0,83	94,017	4,023	0,642	1,145	2,542	3,949
0,696	0,555	2,367	0,928	95,68	3,935	0,649	1,179	2,522	3,959
0,721	0,618	2,354	1,028	97,401	3,896	0,653	1,226	2,507	3,986
0,746	0,68	2,335	1,128	99,198	3,896	0,653	1,286	2,494	4,029
0,771	0,743	2,31	1,229	101,09	3,932	0,65	1,36	2,483	4,085
0,796	0,804	2,279	1,332	103,102	4,003	0,645	1,451	2,472	4,156
0,821	0,866	2,241	1,437	105,258	4,112	0,637	1,563	2,46	4,241

\*Подсоединение навесного кормоуборочного комбайна КНК-500 выполняется, когда высота оси подвеса ( $Y_{S6}$ ) составляет 0,33 м.

\*\*Безразмерная величина.

Таблица 2

### Силовые параметры подъемно-навесного устройства

$S$	$G_m(S)$	$G_{S6}(S)$	$R_{03}(S)$	$R_{05}(S)$	$R_{07}(S)$	$F_{np}(S)$	$p_2(S)$
[м]	[кН]	[кН]	[кН]	[кН]	[кН]	[кН]	[МПа]
0,571	–	–	–	–	–	–	–
0,596	78,03	51,0	246,1	87,68	85,97	238,3	18,36
0,621	81,33	53,03	256,7	83,16	85,71	230,4	17,75
0,646	83,55	54,2	252,2	79,56	85,57	226,0	17,41

Окончание табл. 2

$S$	$G_m(S)$	$G_{S6}(S)$	$R_{03}(S)$	$R_{05}(S)$	$R_{07}(S)$	$F_{np}(S)$	$p_2(S)$
[м]	[кН]	[кН]	[кН]	[кН]	[кН]	[кН]	[МПа]
0,671	84,73	54,54	249,6	76,56	85,53	224,7	17,31
0,696	85,01	54,16	248,6	73,96	85,56	226,2	17,42
0,721	85,06	53,5	248,7	71,65	85,67	228,7	17,61
0,746	84,92	52,58	249,7	69,55	85,82	232,1	17,88
0,771	84,6	51,42	251,7	67,58	85,99	236,6	18,22
0,796	84,1	50,02	254,5	65,71	86,16	242,2	18,65
0,821	83,38	48,37	258,1	63,88	86,27	249,0	19,18

В транспортном положении НМ опрокидывающий момент, создаваемый ее весом, приобретает максимальное значение. Из практики эксплуатации УЭС-2-250А было принято, что для устойчивого управления движением агрегата часть его веса, приходящаяся на мост управляемых колес (точка А), должна составлять не менее 16 % от общего веса МСХА (рис. 3).

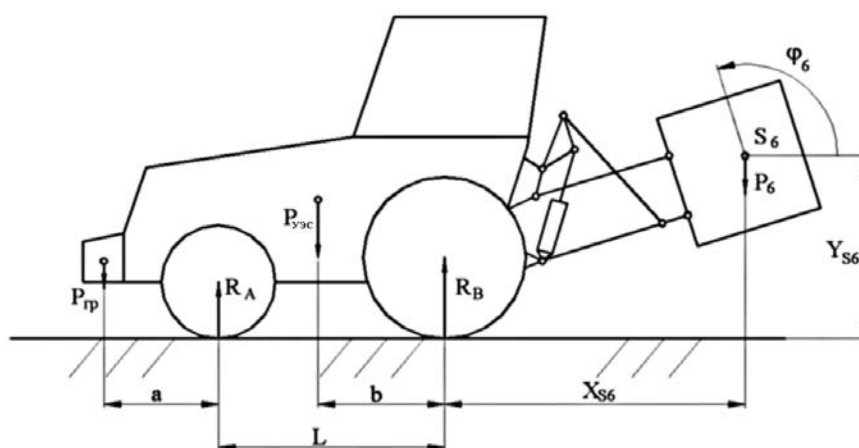


Рис. 3. Схема сил, действующих на опорную поверхность со стороны мобильного сельскохозяйственного агрегата при поднятой навесной машине

Для расчета параметра управляемости УЭС 290/450 при транспортном переезде было составлено уравнение равновесия моментов сил (рис. 3), действующих на компоненты МСХА относительно точки опоры (В) ведущих колес:

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

где  $P_{гр}$  – вес противовеса;  $P_{уэс}$  – вес УЭС 290/450;  $P_6$  – вес НМ;  $R_A$  – нагрузка, приходящаяся на мост управляемых колес;  $X_{S6}$  – горизонтальная координата центра тяжести КНК-500 в транспортном положении;  $L$  – база УЭС;  $a$  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:

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

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

$$\begin{cases} R_A = \frac{P_{\text{УЭС}}b - P_6 X_{S6} + P_{\text{гр}}(L + a)}{L}; \\ R_A \geq 0,16(P_{\text{УЭС}} + P_6 + P_{\text{гр}}). \end{cases} \quad (18)$$

В результате решения системы (18) получим условие обеспечения управляемости МСХА, которое состоит в ограничении веса, агрегируемого с УЭС 290/450 комбайна КНК-500:

$$P_6 \leq \frac{P_{\text{УЭС}}(b - kL) + P_{\text{гр}}[a + L(1 - k)]}{X_{S6} + kL}, \quad (19)$$

где  $k = 0,16$ . Расчет показал, что вес КНК-500, гарантирующий требуемую управляемость МСХА, не должен превышать 4914 кгс, т. е.  $P_6 \leq 49,14$  кН (при условии неизменного расположения центра тяжести КНК-500).

### Заключение

Учитывая вес КНК-500, равный 48 кН, необходимо отметить, что он близок к грузоподъемности ПНУ УЭС 290/450, которая для транспортного положения составляет  $G_S = 48,37$  кН. Запас грузоподъемности составляет 0,77 %, т. е. весьма невелик по сравнению, например, с агрегатированием УЭС 290/450 с косилкой-плющилкой ротационной КПр-9, когда он составляет 49,8 % [1]. Для обеспечения управляемости МСХА даже при использовании противовесов вес самого КНК-500 не должен превышать 49,14 кН (при агрегатировании с КПр-9 противовесы не нужны).

Отсюда можно прийти к заключению, что исследование одного из режимов работы ПНУ УЭС 290/450, агрегируемого с КНК-500, выявило потребность в желательности повышения грузоподъемности ПНУ и управляемости МСХА.

Для решения этих проблем разработанная ФММ ПНУ УЭС 290/450 может быть использована в качестве базового модуля в задаче оптимизации параметров ПНУ.

### Литература

1. Попов, В. Б. Расчет грузоподъемности подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства третьего поколения / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2012. – № 3. – С. 43–48.
2. 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.
3. Попов, В. Б. Анализ навесных устройств универсального энергосредства «Полесье-250» / В. Б. Попов // Тракторы и с.-х. машины. – 1990. – № 12. – С. 11–14.
4. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Машиностроение, 1988. – С. 640.
5. Озол, О. Г. Теория механизмов и машин : пер. с латыш. / под ред. С. Н. Кожевникова. – М. : Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1984. – С. 432.
6. Гуськов, В. В. Тракторы. Ч. III. Конструирование и расчет / В. В. Гуськов. – Минск : Выш. шк., 1981. – С. 383.

Получено 28.11.2012 г.