

УДК 629.114.2 – 182.8

**АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ АГРЕГАТИРОВАНИЯ СРЕДСТВА
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО УНИВЕРСАЛЬНОГО СЭУ-350
С КОМБАЙНОМ КОРМОУБОРОЧНЫМ НАВЕСНЫМ КНК-500**

Попов В.Б., к.т.н., доцент

*УО «Гомельский государственный технический университет
имени П.О. Сухого»,*

г. Гомель, Республика Беларусь

В работе представлено формализованное описание процесса перевода подъемно-навесным устройством СЭУ-350 навесного кормоуборочного комбайна КНК-500 в транспортное положение. На основе предложенной методики выполнен расчет выходных параметров ПНУ.

Введение

Достаточный уровень грузоподъемности подъемно-навесного устройства (ПНУ) мобильного энергетического средства является условием возможности его агрегатирования с навесной машиной.

Цель настоящей работы – расчет выходных параметров подъемно-навесного устройства средства энергетического универсального “СЭУ - 350”, агрегируемого комбайном навесным кормоуборочным КНК-500.

Основная часть

Механизм навески (МН) - основная составляющая ПНУ, определяющая характер взаимодействия СЭУ с навесными машинами. Тяги МН через присоединительный треугольник связаны с КНК-500, который принимается за выходное звено замкнутой кинематической цепи, состоящей из рамы СЭУ, звеньев МН и комбайна.

Расчет выходных параметров МН проводится на базе его плоского аналога, полученного из 3d модели проецированием центров шарниров МН на его продольную плоскость симметрии СЭУ.

Структурно плоский аналог МН включает четырехзвенник, к которому последовательно присоединены две группы Ассура 2-го порядка, 1-го вида, образуя одноподвижный восьмизвенный рычажный механизм (рисунок 1). Изменение входной координаты (ΔS) МН, однозначно связано с изменением его выходных координат ($\Delta \varphi_6$, ΔY_{S6} , ΔX_{S6}). Геометрический и кинематический анализ замкнутой кинематической цепи выполняется последовательно, в соответствии с её структурой и на основании метода замкнутых векторных контуров [1].

В системе координат, связанной с СЭУ-350 определяются координаты подвижных шарниров МН и характерных точек замкнутой кинематической

цепи. В частности, координаты оси подвеса МН - Π_{56} определяются по выражениям:

$$\begin{aligned} X_{56}(S) &= X_{05} + L_{56} \cdot \cos \varphi_5(S) & Y_{56}(S) &= Y_{05} + L_{56} \cdot \sin \varphi_5(S) \end{aligned} \quad (1)$$

где, X_{05}, Y_{05} - координаты неподвижного шарнира Π_{05} на раме СЭУ; φ_i - угол, образуемый соответствующим звеном, в правой декартовой системе координат.

Координаты характерной точки - центра тяжести КНК-500 определяются по выражениям:

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

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

где L_{S6} и φ_{S6} - характеристики вектора, проведенного от оси подвеса в центр тяжести комбайна;

Аналитические выражения (2 - 3) представляют собой функции положения для центра тяжести КНК-500, они одновременно необходимы для формирования процедур кинематического и силового анализа [2].

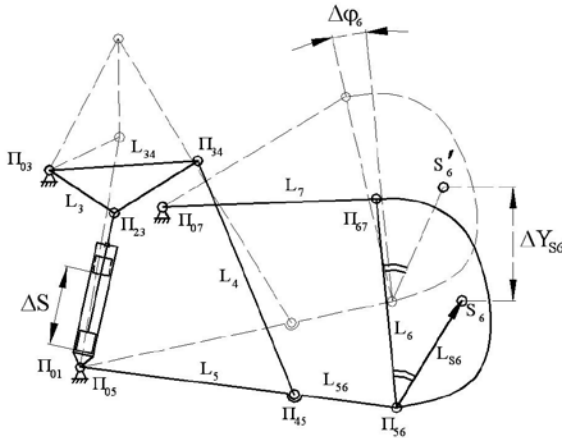


Рисунок 1 — Схема перевода навесной машины в транспортное положение

Процедура кинематического анализа формируется в соответствии со структурой МН путем дифференцирования по независимой переменной (t) уравнений, описывающих замкнутые векторные контуры [1]. Определение аналогов угловых скоростей звеньев МН ведется в прямом порядке, начи-

ная с поворотного рычага ($\Pi_{03}\Pi_{34}\Pi_{23}$). Выражение для аналога угловой скорости подъемного рычага [3] имеет вид:

$$\varphi'_3(S) = \frac{d\varphi_3}{dS} = \frac{2 \cdot S}{\sqrt{4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - (L_{13}^2 + L_3^2)]^2}}. \quad (4)$$

Передаточные отношения $U_{53}(S)$ и $U_{65}(S)$, связывающие между собой угловые скорости звеньев L_{56} и L_3 , а также L_{56} и L_6 , определяются 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):

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

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

Также для данной схемы МН справедливы следующие соотношения:

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

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

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.

Передаточное число МН представляет собой аналог вертикальной скорости центра тяжести КНК-500 [3]:

$$I_{S6}(S) = \varphi'_3 \cdot U_{53} \cdot [L_{56} \cdot \cos \varphi_5 + U_{65} \cdot L_{56} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6})]. \quad (8)$$

В соответствии с установившейся практикой проектирования ПНУ [4] был определен аналогичный кинематический параметр – передаточное число МН на оси его подвеса - $I_m(S)$, которое представлено первым слагаемым в выражении (8). Диаграммы изменения передаточных чисел МН СЭУ-350 представлены на рисунке 2.

Силовой анализ МН состоит в определении сил, действующих в шарнирах звеньев, и выполняется по группам Ассур в порядке обратном кинематическому анализу, по известной методике [2,4]. Результаты силового анализа представлены в таблице 2. Расчет приведенной к штоку гидроцилиндра (ГЦ) силы трения выполняется, исходя из того, что она равна от-

ношению от деления суммы мгновенных мощностей трения, затрачиваемых в шарнирах МН на скорость поршня ГЦ - $\dot{S}$ плюс трение манжеты поршня о гильзу ГЦ (F_{mpu}):

$$F_{mp}^{np}(S) = F_{mpu} + r \cdot f_m \cdot \left\{ \sum_{i=1}^7 R_{0i}(S) \cdot \varphi'_i(S) + \sum R_{ij}(S) \cdot [\varphi'_i(S) \pm \varphi'_{i+1}(S)] \right\}, \quad (9)$$

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

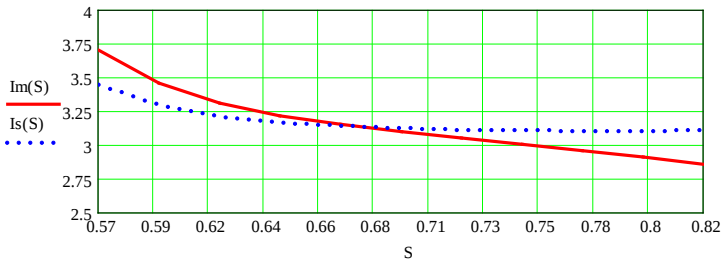


Рисунок 2 — Зависимости передаточных чисел МН на оси подвеса (сплошная линия) и на расстоянии S_6 от неё (пунктирная линия) от обобщённой координаты

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

$$F_{mpu} = \pi \cdot D \cdot l \cdot f_c \cdot p_m, \quad (10)$$

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

Величина приведенной к поршню ГЦ нагрузки - $F_{np}(S)$ состоит из полезной составляющей $F(S)$, а также приведенных сил трения (F_{mp}^{np}) и инерции ($F_{ин}^{np}$) [2].

$$F_{np}(S) = F(S) + F_{ин}^{np}(S) + F_{mp}^{np}(S), \quad (11)$$

Полезная нагрузка на ГЦ пропорциональна передаточному числу МН - $I_{S6}(S)$ [2]:

$$F(S) = P_6 \cdot I_{S6}(S), \quad (12)$$

где P_6 – вес комбайна КНК-500.

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

$$F_{шт}^{\max} = p_{щ}^{\max} \cdot F_c, \quad (13)$$

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

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

$$p_{щ}^{\max} = p_{пк} - (\Delta p_{оп} + \Delta p_{зм}) \quad (14)$$

где $p_{пк}$ - давление настройки предохранительного клапана гидропривода;

$\Delta p_{оп}$ - потери давления на дросселе в магистрали слива; $\Delta p_{зм}$ - потери давления в магистрали.

Динамический анализ гидропривода ПНУ, связанного с КНК-500 через МН описан в [2]. В результате был определен закон движения нагруженного поршня ГЦ - $S(t) = f(S_0, \dot{S}, \ddot{S}, t)$ а также изменение давления у ГН - p_1 и в полости ГЦ со стороны напорной магистрали - p_2 .

Грузоподъемность ПНУ определяется по формулам:

$$G_m(S) = \frac{p_2^{\max} \cdot \eta \cdot S_{ГЦ}}{I_m(S)}; \quad G_{S6}(S) = \frac{p_2^{\max} \cdot \eta \cdot S_{ГЦ}}{I_{S6}(S)}, \quad (15)$$

где $G_m(S)$ - грузоподъемность ПНУ на оси подвеса, $G_{S6}(S)$ - грузоподъемность ПНУ соответствующая расположению центра тяжести КНК-500, $p_2^{\max}$ – максимально возможное давление в гидроцилиндре МН, η – кпд МН, $S_{ГЦ}$ – площадь поршней рабочих ГЦ.

На основе выражения для определения грузоподъемности и принятого кпд МН ($\eta = 0,85$) была определена грузоподъемность ПНУ СЭУ-350 на оси подвеса и на расстоянии S_6 от неё. Расчет показал, что грузоподъемность ПНУ на расстоянии S_6 от оси подвеса составляет 62.02 кН. Запас грузоподъемности ПНУ в этом случае равен 29,8%.

Результаты расчета выходных параметров ПНУ СЭУ-350, агрегируемого с КНК-500, представлены в таблице.

Таблица — Выходные параметры ПНУ СЭУ-350

S	Y_{56} (S)	$\varphi_6(S)$	$\varphi_3'(S)$	$I_m(S)$ ()	$I_s(S)$	$F_g(S)$	$p_2(S)$	$G_m(S)$	$G_{s6}(S)$
[м]	[м]	[град]	[1/м]	[-]	[-]	[кН]	[МПа]	[кН]	[кН]
0,571*	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0,596	0,320	90,019	4,844	3,454	3,291	157,931	14,313	59,101	62,05
0,621	0,404	89,869	4,425	3,312	3,210	154,092	13,963	61,635	63,597
0,646	0,486	89,780	4,175	3,218	3,164	151,849	13,760	63,440	64,536
0,671	0,566	89,741	4,022	3,149	3,135	150,490	13,637	64,824	65,118
0,696	0,644	89,746	3,935	3,095	3,118	149,658	13,561	65,967	65,480
0,721	0,720	89,794	3,896	3,048	3,107	149,159	13,516	66,989	65,699
0,746	0,796	89,884	3,896	3,003	3,102	148,884	13,491	67,977	65,821
0,771	0,870	90,021	3,932	2,959	3,100	148,779	13,482	69,003	65,867
0,796	0,944	90,209	4,003	2,911	3,101	148,833	13,487	70,136	65,843
0,821	1,016	90,459	4,112	2,858	3,106	149,086	13,509	71,445	65,732

* - подсоединение навесного кормоуборочного комбайна КНК-500 выполняется, когда высота оси подвеса (Y_{56}) составляет 0.33 м, что соответствует $S = 0,599$ м.

Заключение

Заложенные в конструкции испытательного стенда параметры ПНУ УЭС-350, позволяют проводить исследование наиболее энергоёмкого процесса перевода из рабочего в транспортное положение комбайна навесного кормоуборочного КНК-500

Необходимо отметить, что приведенная методика определения грузо-подъемности и прочих выходных параметров ПНУ УЭС-350 позволяет оценить характеристики агрегатирования и других навесных машин с любой другой моделью УЭС, имеющей идентичное по структуре ПНУ.

Литература

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский - М.:Машиностроение 1988.
2. Попов В.Б. Расчет грузоподъемности подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства третьего поколения / В.Б. Попов // Вестник ГГТУ им. П.О.Сухого - 2012. - №3 - С. 43-48.
3. Попов В.Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В.Б. Попов // Вестник ГГТУ им. П.О.Сухого- 2000. №2 - С. 25-29.
4. Гуськов, В.В. Тракторы. Часть III. Конструирование и расчет / В.В. Гуськов - Мн.: Вышэйш. шк. 1981.
5. Озол О.Г. теория механизмов и машин. пер. с латыш./ под ред.С.Н. Кожевникова.- М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы 1984.