

ФОРМИРОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА ПЛЮЩЕНИЯ РАСТИТЕЛЬНОЙ МАССЫ

В. Б. ПОПОВ

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

Введение

Механизм плющения (МП) входит в состав прижимных устройств косилки-плющилки прицепной КПП-4,2 и косилки самоходной КС-80. Он предназначен для расплющивания растительной массы (РМ), подаваемой к вальцам шнеком жатки [1]. Плющение РМ ускоряет процесс влагоотдачи, сокращая срок её сушки и улучшая потребительские свойства. При этом качество такой механической обработки скошенной массы определяется величиной и стабильностью её поджатия [2], выполняемого подвижным плющильным вальцом через посредство рычагов МП.

В схеме механизма плющения, представленной на рис. 1, а, характер изменения приведенной к пружине нагрузки определяется по закону Гука:

$$F(Y) = C \cdot Y, \quad (1)$$

где C – жесткость пружины; Y – расстояние между центрами вальцов (зазор между вальцами).

Таким образом, зависимость между подпрессовывающим усилием и толщиной прессуемого слоя РМ определяется зазором между вальцами и, в простейшем случае, носит линейный характер. Такая ситуация удовлетворительна до тех пор, пока подача РМ к вальцам постоянна. Однако практика эксплуатации сельхозмашин показывает, что во время уборки достичь такого состояния весьма сложно, поскольку подача РМ– q одновременно зависит от нескольких параметров: скорости сельхозмашины – V , ширины захвата жатки – B и урожайности – U сельскохозяйственной культуры:

$$q = B \cdot V \cdot U. \quad (2)$$

Причем, если достижение стабильности двух первых компонент теоретически возможно, то изменение урожайности сельхозкультуры носит вероятностный характер.

Поэтому большинство отечественных и зарубежных прижимных устройств имеют более сложные конструкции МП, обеспечивающие нелинейную зависимость прессующего усилия от величины зазора.

Целью работы является формирование функциональной математической модели (ФММ) механизма плющения и выработка соответствующих рекомендаций для МП по результатам вычислительного эксперимента на сформированной модели.

Постановка задачи

Механизм плющения представляет собой пространственный рычажный механизм. Плоский аналог из 3-D геометрической модели получается проецированием характерных точек МП (шарниров) на его продольную плоскость симметрии. Условием такого преобразования является соблюдение параллельности осей, проходящих через центры как подвижных, так и неподвижных шарниров МП. При соблюдении этого условия в

проекция на продольную плоскость симметрии МП представляет одноподвижный четырех- (рис. 1, б) или шестизвенный (рис. 2) шарнирно-рычажный механизм.

Функциональная математическая модель (ФММ) МП формируется на основе формального описания процедур геометрического, кинематического и силового анализа плоского аналога МП [3].

Для определения подвижности плоского рычажного механизма, включающего пары 5-го класса, используется формула Чебышева (3):

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5, \quad (3)$$

где n – число подвижных звеньев; p_5 – число кинематических пар 5-го класса.

Как видно из рис. 1, б, $n = 3$; $p_5 = 5$, поэтому подвижность четырехзвенного плоского рычажного МП равна 1 и соответственно из рис. 2 $n = 5$; $p_5 = 7$, поэтому подвижность шестизвенного плоского рычажного МП также равна 1.

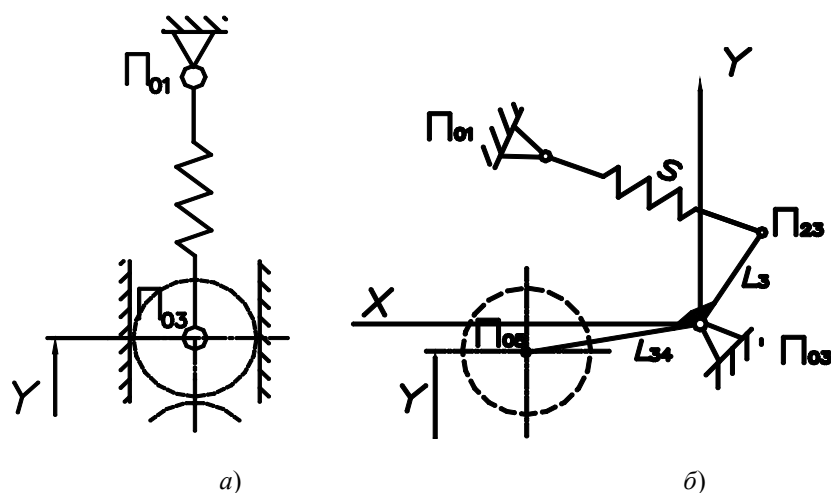


Рис. 1. Структурные схемы простейшего (а) и четырехзвенного (б) механизмов плющения

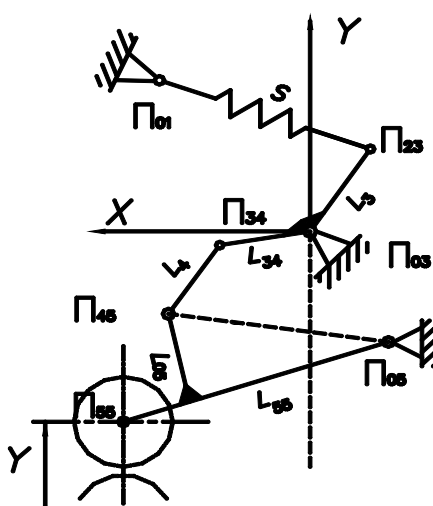


Рис. 2. Структурная схема шестизвенного механизма плющения

Одноподвижные механизмы могут быть математически описаны при помощи известного теоретического метода – «замкнутых векторных контуров» [4]. В данной статье приведено формализованное описание для более сложного, шестизвенного МП.

В соответствии с результатом структурного анализа последовательно рассматриваем 2 четырехзвенника – $\Pi_{03}\Pi_{34}\Pi_{45}\Pi_{05}$ и $\Pi_{01}\Pi_{23}\Pi_{03}\Pi_{34}$. Составляем уравнения векторов, описывающих замкнутые контуры, и последовательно проецируем их на оси координат X

и Y [4]. Затем определяются углы, которые образуют звенья (векторы) МП в левой декартовой системе координат.

Результаты расчета изменения углов, образуемых звеньями МП, в зависимости от обобщенной координаты Y представлены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты геометрического анализа МП КПП-4,2

Y [м]	φ_5 [град]	φ_3 [град]	φ_{34} [град]	φ_4 [град]	φ_5 [град]	$S(Y)$ [м]
-0,206	64,515	98,112	-11,890	76,203	-12,474	0,629
-0,196	66,811	100,406	-9,594	74,885	-10,137	0,634
-0,186	69,043	102,638	-7,362	73,564	-7,816	0,638
-0,176	71,212	104,807	-5,193	72,229	-5,509	0,642
-0,166	73,321	106,916	-3,084	70,869	-3,210	0,646
-0,156	75,371	108,966	-1,034	69,472	-0,917	0,650
-0,146	77,361	110,956	0,956	68,026	1,375	0,653
-0,136	79,287	112,882	2,882	66,516	3,669	0,657
-0,126	81,145	114,741	4,741	64,924	5,972	0,661
-0,116	82,927	116,522	6,522	63,228	8,279	0,664
-0,106	84,622	118,217	8,217	61,404	10,603	0,667

Зная аналитические выражения для образуемых звеньями МП углов, определяем координаты подвижных шарниров Π_{23} , Π_{34} и Π_{45} .

– для шарнира Π_{23} :

$$\begin{aligned} X_{23}(Y) &= X_{03} + L_3 \cdot \cos \varphi_3(Y); \\ Y_{23}(Y) &= Y_{03} + L_3 \cdot \sin \varphi_3(Y); \end{aligned} \quad (4)$$

– для шарнира Π_{34} :

$$\begin{aligned} X_{34}(Y) &= X_{03} + L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}(Y); \\ Y_{34}(Y) &= Y_{03} + L_{34} \cdot \sin \varphi_{34}(Y); \end{aligned} \quad (5)$$

– для шарнира Π_{45} :

$$\begin{aligned} X_{45}(Y) &= X_{05} + L_5 \cdot \cos \varphi_5(Y); \\ Y_{45}(Y) &= Y_{05} + L_5 \cdot \sin \varphi_5(Y). \end{aligned} \quad (6)$$

Длина растягиваемой пружины $S(Y)$ в зависимости от зазора между вальцами Y определяется по выражению:

$$S(Y) = \sqrt{[X_{01} - X_{23}(Y)]^2 + [Y_{01} - Y_{23}(Y)]^2}. \quad (7)$$

Формализация процедуры кинематического анализа опирается с одной стороны на результаты процедуры геометрического анализа, а с другой – на использование упомянутого метода «замкнутых векторных контуров». Например, аналог угловой скорости поворотного рычага МП получают дифференцированием по обобщенной координате выражения для угла φ_3 [5]:

$$\varphi_3'(Y) = \frac{2 \cdot S(Y)}{\sqrt{4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S(Y)^2 - (L_3^2 + L_{13}^2)]^2}}. \quad (8)$$

Для определения передаточных отношений угловых скоростей звеньев полученные ранее уравнения проекций дифференцируют по обобщенной координате. Так, например, передаточное отношение угловых скоростей рычагов L_5 и L_3 механизма:

$$U_{53}(Y) = \frac{L_{34} \cdot \sin(\varphi_{34}(Y) - \varphi_4(Y))}{L_5 \cdot \sin(\varphi_5(Y) - \varphi_4(Y))}. \quad (9)$$

Аналогично получают выражение для передаточного отношения угловых скоростей рычагов L_4 и L_3 – $U_{43}(Y)$.

Передаточное число (ПЧ) механизма плющения, показывающее во сколько раз поджимающее усилие меньше силы растяжения пружины, представляет собой безразмерную величину и равно отношению скорости растяжения-сжатия пружины к линейной скорости центра подвижного вальца [5]:

$$I(Y) = \varphi'_3 \cdot U_{53} \cdot L_{55} \cdot \cos \varphi_5(Y), \quad (10)$$

где L_{55} , $\varphi_5(Y)$ – длина звена и угол, образуемый звеном с осью абсцисс в левой декартовой системе координат.

Из выражения (10) следует, что передаточное число МП полностью определяется его внутренними параметрами. Стабильность давления верхнего вальца на РМ определяется усилием, поджимающим РМ к нижнему вальцу. При этом поджимающее усилие (при наличии двух пружин – по одной справа и слева МП) обратно пропорционально ПЧ механизма:

$$P(Y) = \frac{2 \cdot F(Y)}{I(Y)}. \quad (11)$$

Процедура аналитического определения действующих в шарнирах МП сил выполняется по известной методике [4]. В частности, на основе решения системы уравнений, описывающих двухповодковую группу L_4 – L_5 в состоянии статического равновесия, были получены выражения для реакций в шарнирах Π_{34} и Π_{05} :

$$R_{34}^Y = P(Y) \cdot \frac{(X_{55} - X_{45}) \cdot C}{A \cdot C - B \cdot D}; \quad R_{34}^X = P(Y) \cdot \frac{(X_{55} - X_{45}) \cdot D}{A \cdot C - B \cdot D};$$

$$R_{05}^Y = -P(Y) \cdot \frac{(X_{55} - X_{45}) \cdot C}{A \cdot C - B \cdot D} - P(Y); \quad R_{05}^X = -R_{34}^X; \quad R_{ij} = \sqrt{(R_{ij}^X)^2 + (R_{ij}^Y)^2},$$

где

$$A = X_{45} - X_{05}; \quad B = Y_{05} - Y_{45}; \quad C = X_{34} - X_{45}; \quad D = Y_{45} - Y_{05}.$$

Равномерно распределенная сила давления верхнего вальца на нижний – $p_c(Y)$, обратно пропорциональна передаточному числу – $I(Y)$ механизма плющения:

$$p_c(Y) = \frac{k \cdot F(Y)}{I(Y) \cdot L_{\text{вал}}}, \quad (12)$$

где k – количество пружин; $F(Y)$ – сила растяжения пружины; $L_{\text{вал}}$ – длина вальца.

Результаты расчета кинематических и силовых параметров МП в зависимости от обобщенной координаты Y представлены в табл. 2.

Таблица 2

Y [м]	$\varphi'_3(Y)$ [1/м]	$U_{53}(Y)$ [-]	$I(Y)$ [-]	$F(Y)$ [кН]	$p(Y)$ [кН/м]	$R_{03}(Y)$ [кН]	$R_{05}(Y)$ [кН]	$R_{34}(Y)$ [кН]
-0,206	9,477	1,007	2,330	5,593	3,003	5,234	9,514	4,783
-0,196	9,369	1,029	2,372	5,693	3,063	5,478	9,822	5,007
-0,186	9,283	1,052	2,418	5,803	3,116	5,741	10,131	5,249
-0,176	9,216	1,076	2,468	5,924	3,160	6,027	10,442	5,511
-0,166	9,165	1,104	2,525	6,060	3,191	6,339	10,754	5,797
-0,156	9,128	1,135	2,589	6,214	3,209	6,682	11,071	6,111
-0,146	9,105	1,171	2,664	6,393	3,212	7,061	11,393	6,457
-0,136	9,093	1,213	2,752	6,605	3,195	7,483	11,710	6,843
-0,126	9,091	1,265	2,860	6,863	3,156	7,958	12,043	7,278
-0,116	9,099	1,330	2,995	7,187	3,087	8,496	12,382	7,772
-0,106	9,114	1,416	3,171	7,612	2,982	9,114	12,743	8,341

С целью учета рассеиваемой в шарнирах МП мощности [6] по результатам проведенных процедур кинематического и силового анализа, было получено аналитическое выражение для приведенной к пружине силы трения $F_{\text{тр}}^{\text{мп}}(Y)$.

$$F_{\text{тр}}^{\text{мп}}(Y) = r \cdot f_{\text{тр}} \cdot \left[\sum_i R_{0i}(Y) \cdot \varphi'_i(Y) + \sum_{ij} R_{ij}(Y) \cdot (\varphi'_i(Y) + \varphi'_j(Y)) \right], \quad (13)$$

где $\varphi'_i(Y)$ – аналог угловой скорости i -го звена; $R_{ij}(Y)$, r , f – реакция в шарнире, его радиус и коэффициент трения соответственно.

Аналитическое выражение для $F_{\text{тр}}^{\text{мп}}(Y)$ позволяет рассчитать реальную нагрузку на пружину $F_C(Y)$ и осуществить её рациональный выбор:

$$F_C(Y) = C \cdot [S(Y) - S(Y_0)] + F_{\text{тр}}^{\text{мп}}(Y), \quad (14)$$

где $C, S(Y), S(Y)_0$ – жесткость, текущая и начальная длина (предварительно растянутой) пружины соответственно.

В итоге величина сосредоточенного и распределенного поджимающих верхний (подвижный) валец к нижнему (закрепленному) усилий определяются по выражениям:

$$P_C(Y) = \frac{F_C(Y)}{I(Y)}, \quad p_C(Y) = \frac{k \cdot F_C(Y)}{I(Y) \cdot L}. \quad (15)$$

Обсуждение результатов

Из опыта эксплуатации косилок-плющилок считается, что распределенное давление подвижного вальца на РМ (при кошении бобовых культур, например) должно составлять около 3,0–3,2 кН/м [1], [2]. Наиболее простой вариант структурной схемы МП (рис. 1, а) обеспечивает линейную зависимость подпрессовки РМ от зазора между вальцами (рис. 3, линия I).

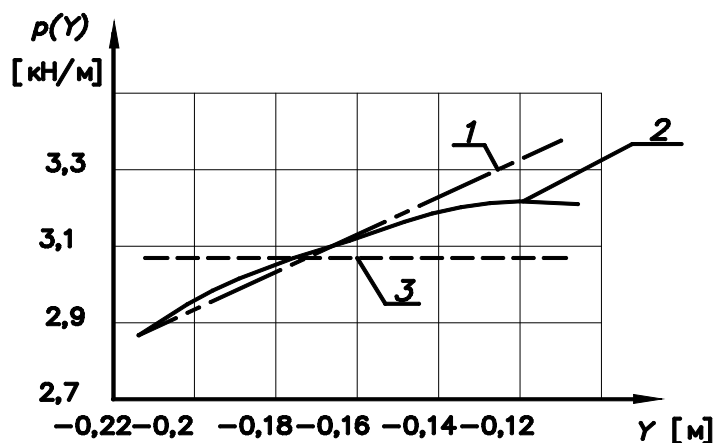


Рис. 3. Графические зависимости удельного давления между вальцами от величины зазора:

1 – простейший механизм; 2 – четырёхзвенный механизм; 3 – идеальный случай

Как видно из рис. 3 (линия 2) нелинейный характер зависимости $p_c(Y) = f(Y)$ позволяет повысить стабильность плющения РМ независимо от изменяющейся подачи. А в случае шестизвенной структуры МП пологость характеристики плющения РМ ещё более возрастает. При этом отклонение от средней величины давления составляет не более 6,3 % в сторону уменьшения (табл. 2) во всем диапазоне изменения зазора между вальцами. Таким образом, в пределах одного поля, засеянного бобовыми, даже двукратное изменение амплитуды колебания подачи РМ (от 7,5 до 15 кг/с) будет сопровождаться её стабильным плющением. Идеальный случай постоянства распределенного давления представлен на рис. 3 прямой линией (3), характеризующей его независимость от величины зазора.

Разработанная ФММ была успешно использована для многовариантного анализа выходных параметров МП косилки-плющилки прицепной КПП-4,2 и косилки самоходной КС-80, что подтвердило её адекватность. Кроме того, ФММ анализа МП может быть использована в качестве базового модуля в задаче параметрического синтеза МП прижимного устройства.

Заключение

Из вышеприведенных выражений (15) следует, что усилие плющения обратно пропорционально ПЧ МП, которое и определяет форму кривой плющения. Расчет выходных параметров двух вариантов структурной схемы МП показал, что переход от четырехзвенного МП к шестизвенному обеспечивает более пологую характеристику плющения на интервале изменения зазора между вальцами.

Добиться идеальной формы характеристики плющения для МП механического типа принципиально невозможно, поскольку приведенная к пружине нагрузка, в отличие от противодействующей ей силы, носит нелинейный характер.

Поэтому, используя сформированную ФММ, следует так подбирать внутренние параметры МП, чтобы изменение зазора между вальцами приходилось на более пологий участок характеристики плющения растительной массы.

Так как плющение РМ определяется в основном величиной и стабильностью усилия плющения, то зная физико-механические свойства убираемой культуры, можно было бы заранее производить настройку пружин и других параметров МП на достижение требуемого усилия плющения и соответствующего ему качественного результата.

Литература

1. Косилка-плющилка прицепная КПП-4,2. Руководство по эксплуатации. – Гомель : ГСКБ ПО «Гомсельмаш», 1996 г.
2. Резник, Н. Е. Кормоуборочные машины / Н. Е. Резник. – 2-е изд., перераб. – Москва : Машиностроение, 1980. – 375 с.
3. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем : учеб. для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : ДизайнПро, 1997. – 640 с.
4. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – Москва : Машиностроение, 1988. – 640 с.
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. – С. 25–29.
6. Озол, О. Т. Теория механизмов и машин / О. Т. Озол. – Москва : Наука, 1984. – 432 с.

Получено 04.12.2006 г.