

УДК 631.3:519.711.3

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
МЕХАНИЗМА ВЫВЕШИВАНИЯ
КОСИЛКИ-ПЛЮЩИЛКИ ПРИЦЕПНОЙ КПП-4.2**

В.Б. ПОПОВ

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

Косилка-плющилка прицепная предназначена для кошения бобовых и злаковых трав с плющением скошенных растений и укладкой их на стерню в валок. Жатвенная часть косилки опирается башмаками на почву лишь небольшой частью своего веса, а большая его часть через механизм вывешивания адаптера (МВА) компенсируется растянутыми пружинами. Во время уборки положение жатки (а вместе с ней и режущего аппарата), совершающей сложное движение относительно рамы косилки, непрерывно изменяется.

Поддержание требуемой высоты среза минимизирует потери и обеспечивается непрерывным контактом башмака с поверхностью. При этом чрезмерное давление башмака разрушает стерню и ведет к его ускоренному износу, а недостаточное сопровождается ростом потерь и провоцирует галопирование жатки. Сила давления башмака на опорную поверхность зависит от геометрических и кинематических параметров МВА, массово-геометрических параметров жатки (адаптера) и характеристик пружины. Её аналитическое выражение представляет количественную характеристику качества копирования, с помощью которой можно обосновать рациональное сочетание внутренних параметров проектируемого МВА.

МВА предназначен для качественного копирования рельефа башмаками жатки в заданном диапазоне их вертикального перемещения. Это пространственный механизм, состоящий из двух снабженных блоками пружин одинаковых конструкций, которые расположены симметрично относительно продольной плоскости симметрии жатки.

Идеализируя геометрическую модель считаем, что оси, проходящие через центры шарниров звеньев МВА параллельны друг другу, а сами звенья – несжимаемы, тогда правый и левый механизмы, будучи спроецированы на продольную плоскость симметрии, образуют плоский аналог пространственного МВА (рис. 1).

Структурный анализ идентифицирует замкнутую кинематическую цепь как одноподвижный шестизвенник [1]. Поэтому положение характерных точек выходного звена цепи – центра тяжести жатки (S_6) и точки контакта её башмака с опорной поверхностью (М) однозначно определяется обобщенной координатой S.

Геометрический, а затем кинематический анализ МВА выполняются в правой декартовой системе координат XOY в соответствии с результатами структурного анализа. На основе методики, изложенной в [1], кинематическая цепь представляется замкнутыми векторными контурами (рис. 2).

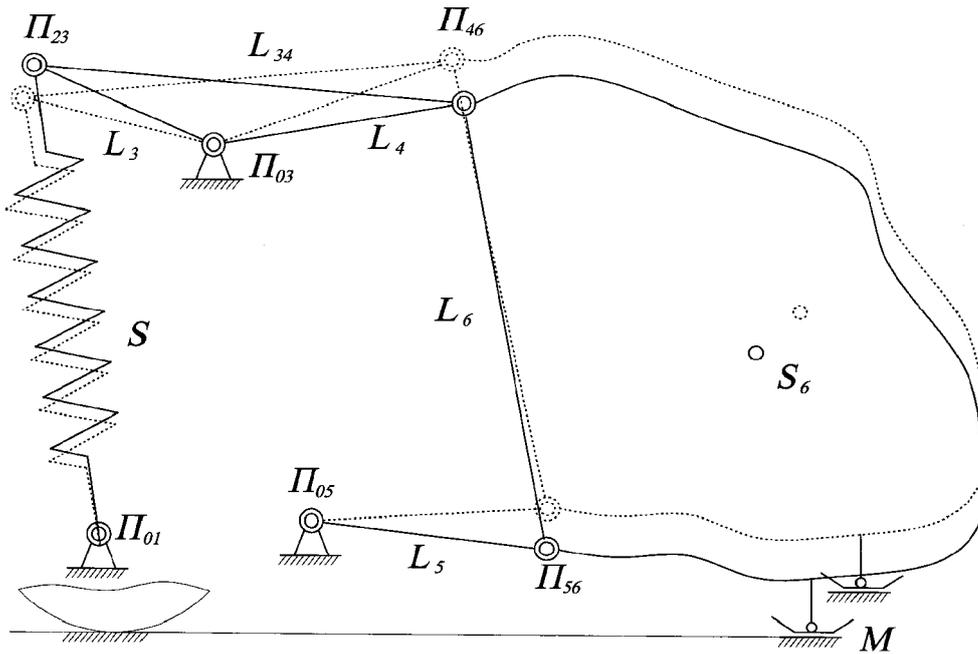


Рис. 1. Структурная схема замкнутой кинематической цепи механизма вывешивания и жатвенной части КПП-4.2

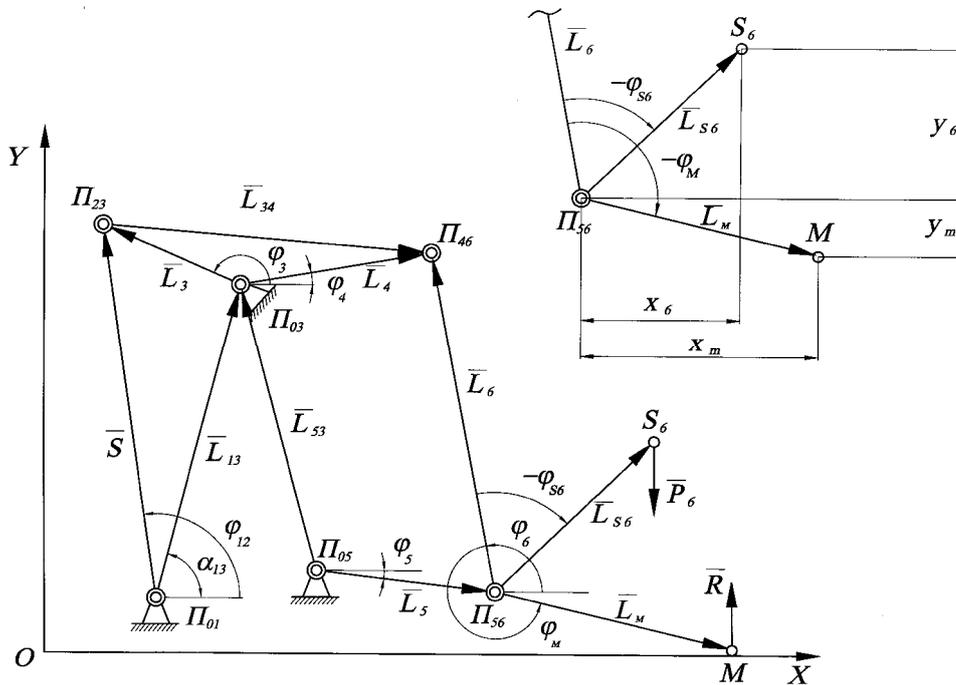


Рис. 2. Векторная интерпретация структурной схемы одноподвижного шестизвенника в правой декартовой системе координат

В ходе решения задачи о положениях подвижных шарниров МВА последовательно рассматриваются четырехзвенник $L_{13}SL_3L_4$ и присоединенная к нему группа Ассура 2-го порядка 1-го вида L_5L_6 . В результате геометрического анализа были по-

лучены аналитические выражения для координат центра тяжести жатки (x_{S_6}, y_{S_6}) и точки контакта башмака с опорной поверхностью (x_M, y_M):

$$\begin{aligned} x_{S_6}(S) &= x_{S_6}(S) + L_{S_6} \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_{S_6}) & x_M(S) &= x_{S_6}(S) + L_M \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_M), \\ y_{S_6}(S) &= y_{S_6}(S) + L_{S_6} \cdot \sin(\varphi_6(S) - \varphi_{S_6}) & y_M(S) &= y_{S_6}(S) + L_M \cdot \sin(\varphi_6(S) - \varphi_M), \end{aligned} \quad (1)$$

где $x_{S_6}(S), y_{S_6}(S)$ – координаты оси подвеса жатки; L_{S_6}, φ_{S_6} и L_M, φ_M – параметры, жестко связывающие характерные точки со звеном L_6 .

Вышеупомянутые параметры рассчитываются с учетом местных координат ($x_6, y_6; x_m, y_m$), определенных относительно шарнира Π_{56} в момент, когда точки контакта с поверхностью у колеса косилки и башмака жатки находятся на одном (нулевом) уровне $y_M(S_0) = 0$

$$L_{S_6} = \sqrt{x_6^2 + y_6^2}, \quad L_M = \sqrt{x_m^2 + y_m^2}; \quad (2)$$

$$\varphi_{S_6} = 2 \cdot \pi + \arctg\left(\frac{y_6}{x_6}\right) - \varphi_6(S_0), \quad \varphi_M = 2 \cdot \pi + \arctg\left(\frac{y_m}{x_m}\right) - \varphi_6(S_0). \quad (3)$$

Дифференцируя выражения для вертикальных координат характерных точек (1) по времени и выполняя некоторые преобразования, получим аналитические выражения для аналогов вертикальных составляющих скоростей этих точек:

$$I_{S_6}(S) = \varphi_3'(S) \cdot [U_{54}(S) \cdot L_5 \cdot \cos(\varphi_5(S)) + U_{64}(S) \cdot L_{S_6} \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_{S_6})]; \quad (4)$$

$$I_M(S) = \varphi_3'(S) \cdot [U_{54}(S) \cdot L_5 \cdot \cos(\varphi_5(S)) + U_{64}(S) \cdot L_M \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_M)], \quad (5)$$

где, $\varphi_3'(S)$ – аналог угловой скорости звена $L_3(L_4)$; U_{54}, U_{64} – передаточные отношения, связывающие соответственно угловые скорости звеньев L_5, L_4 и L_6, L_4 .

Аналитические выражения для аналога угловой скорости и передаточных отношений были получены в результате кинематического анализа МВА:

$$\varphi_3'(S) = \frac{2S}{\sqrt{4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - (L_3^2 + L_{13}^2)]^2}}; \quad (6)$$

$$U_{54}(S) = \frac{L_4 \cdot \sin(\varphi_4(S) - \varphi_6(S))}{L_5 \cdot \sin(\varphi_5(S) - \varphi_6(S))}, \quad U_{64}(S) = \frac{L_4 \cdot \sin(\varphi_4(S) - \varphi_5(S))}{L_6 \cdot \sin(\varphi_6(S) - \varphi_5(S))}. \quad (7)$$

Выражения (4) и (5) известны как кинематические передаточные функции 1-го порядка. Их функциональная зависимость от S имеет нелинейный характер, не зависит от внешних воздействий и целиком определяется внутренними параметрами кинематической цепи [2].

Составив уравнение работ, выполняемых элементами механической системы, преобразуем его в уравнение мгновенных мощностей, откуда после некоторых преобразований получим выражение для приведенной к пружине нагрузки $F_{PR}(S)$:

$$F_{PR}(S) = P \cdot I_{S_6}(S) - R \cdot I_M(S). \quad (8)$$

Это выражение, не учитывающее потери от сил трения и инерции, представляет собой уравнение статического равновесия МВА. Реакция R на башмаке (рис. 2) это сила противодействия давлению со стороны башмака на опорную поверхность. Растяжение пружин МВА у неподвижной косилки (при $S = S_0$) компенсирует приведенную нагрузку и предопределяет силу давления башмаков на опорную поверхность в положении статического равновесия, как это следует из (8). При этом величина предварительного растяжения пружины $\Delta X(S_0)$ рассчитывается по выражению:

$$\Delta X(S_0) = \frac{P \cdot I_{S_6}(S_0) - R_0 \cdot I_M(S_0)}{C}, \quad (9)$$

где C – жесткость пружины (блока пружин); R_0 – настраиваемая сила давления башмака при равенстве вертикальных координат точек контакта с поверхностью у него и колеса косилки.

В процессе копирования рельефа вертикальная координата точки контакта башмака с опорной поверхностью (Y_M) не обязательно будет находиться на одном уровне с точкой аналогичного контакта колеса косилки. Её вертикальные колебания относительно этого (нулевого) уровня в заданном диапазоне сопровождаются соответствующими изменениями S . Это приводит к росту растяжения пружины $\Delta X(S)$ при уменьшении Y_M и сокращению растяжения при росте Y_M . Одновременно с этими параметрами изменяются и КПФ МВА. В результате на уровне $Y_M(S)$ отличном от нулевого, реакция на башмаке будет отличаться от первоначального значения R_0 . В заданном диапазоне колебания $Y_M(S)$ реакция на башмаке рассчитывается по выражению (8) с учетом вышеупомянутых изменений:

$$R(S) = \frac{1}{I_M(S)} \cdot (P \cdot I_{S_6}(S) - C \cdot \Delta X(S)). \quad (10)$$

Следует отметить, что части веса жатки, приходящиеся на правый и левый механизмы, различны и зависят от расположения центра тяжести жатки относительно башмаков и шарниров, соединяющих жатку с МВА (рис. 3).

Из схемы очевидно, что разделение веса на правый и левый башмак жатки происходит в соответствии с выражениями:

$$P_r = P \cdot \frac{a_l}{a_l + a_r}, \quad P_l = P \cdot \frac{a_r}{a_l + a_r}. \quad (11)$$

В свою очередь нагрузка на МВА справа (P_{rr}) и слева (P_{ll}) определяется по выражениям:

$$P_{rr} = \frac{P_r \cdot (a_2 + a_3) - P_l \cdot a_1}{a_2}, \quad P_{ll} = \frac{P_l \cdot (a_1 + a_2) - P_r \cdot a_3}{a_2}. \quad (12)$$

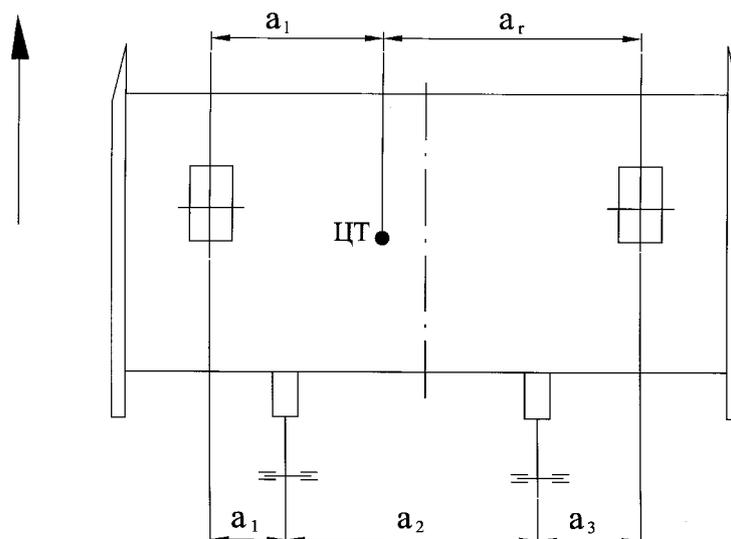
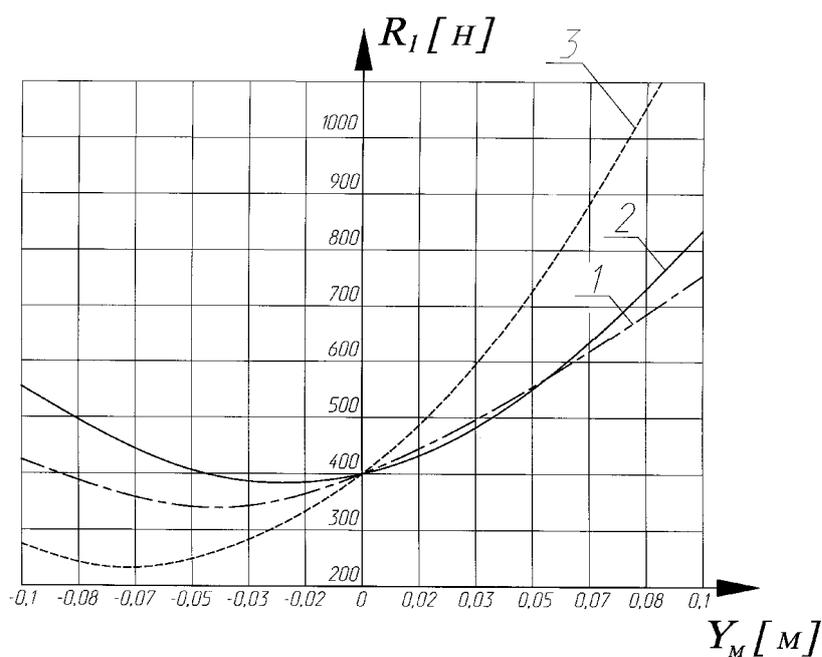


Рис. 3. Схема расположения центра тяжести жатки относительно её башмаков и шарниров, соединяющих жатку с МВА (вид на жатку сверху по ходу её движения)

В процессе эксплуатации высота относительного расположения ножей режущего аппарата устанавливается фиксированием вертикального расположения башмаков в момент регулировки их давления на опорную поверхность. При этом каждой высоте среза соответствуют свой набор координат характерных точек в положении статического равновесия.

Был выполнен расчет выходных параметров МВА КПП-4,2 для трех различных высот среза. Результаты лабораторных испытаний подтвердили удовлетворительный характер копирования башмаками КПП-4,2 почвы. По результатам расчетов построено семейство статических характеристик для правой $R_r(Y_M)$ и левой $R_l(Y_M)$ частей МВА (рис. 4).



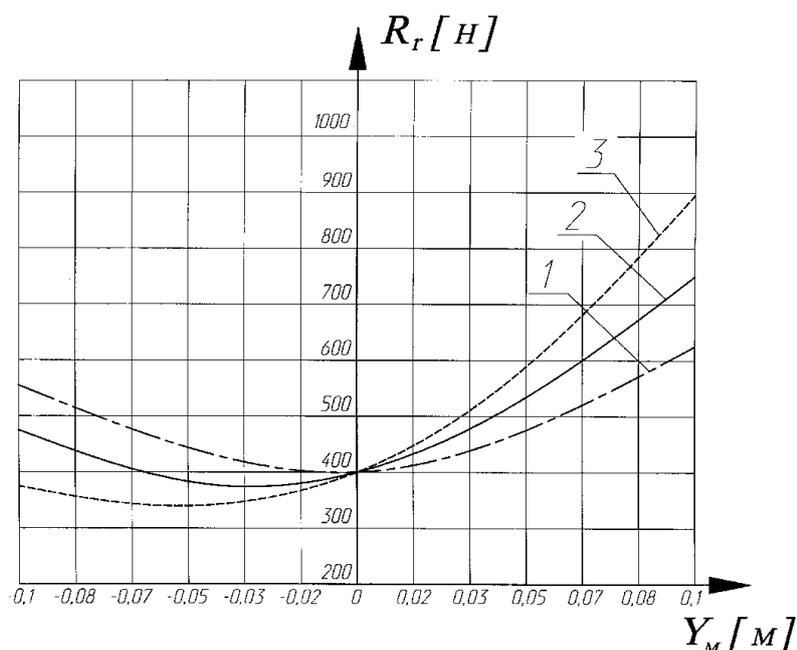


Рис. 4. Статические характеристики МВА для разной высоты среза (1, 2, 3). Силы реакции на правом (R_r) и левом (R_l) башмаках в зависимости от вертикального положения жатки (точка М) относительно опорного колеса косилки

Из приведенных диаграмм видно, что предварительная регулировка R_0 для всех режимов одинакова и составила 400Н. Идеальная форма зависимости $R(Y_M)$ представляется прямым отрезком параллельным оси абсцисс и пересекающая ось ординат в точке R_0 . Отличие от идеала с одной стороны определяется нелинейностью приведенной нагрузки $F_{PR}(S)$, а с другой – линейным характером изменения силы растяжения цилиндрической пружины. Различие форм графиков для правого и левого башмаков объясняется различием в доле веса жатки, приходящейся на правую и левую часть МВА. Поэтому при настройке на одинаковую силу давления башмаков (R_0) приходится по-разному предварительно растягивать пружины справа и слева.

Обеспечить большую стабильность силы давления башмаков на почву в заданном диапазоне копирования можно на основе разработанной математической модели, откорректировав первоначальную нагрузку, приходящуюся на правую и левую части МВА. Получение желаемой статической характеристики МВА на этапе технического предложения является необходимой предпосылкой удовлетворительного характера копирования в эксплуатации.

Литература

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 640 с.
2. Попов В.Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей //Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого 2000. – № 2. – С. 25-29.

Получено 11.05.2001 г.