



УДК 631.3:519.87

DOI: 10.37128/2520-6168-2020-2-5

## ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМУ ПЛЮЩЕННЯ РОСЛИННОЇ МАСИ КОСАРКИ-ПЛЮЩИЛКИ ПРИЧІПНОЇ КПП-4,2

**Малаков Олександр Іванович**, аспірант кафедри «Машин та обладнання  
сільськогосподарського виробництва»

**Бурлака Сергій Андрійович**, асистент кафедри «Електроенергетики,  
електротехніки та електромеханіки»

**Єленич Анатолій Павлович**, асистент кафедри «Агроінженерії та технічного сервісу»  
Вінницький національний аграрний університет

**O. Malakov**, postgraduate student of the Department of Machines and  
Equipment for Agricultural Production

**S. Burlaka**, assistant of the department " Electric Power Engineering,  
Electrical Engineering and Electromechanics "

**A. Yelenych**, assistant of the department "Agroengineering and technical service"  
Vinnytsia National Agrarian University

*В статті запропоновано методику параметричного синтезу пристрою плющення рослинної маси косарки-плющилки причіпної КПП-4,2. Розроблено спосіб модернізації параметрів механізму плющення, що може бути використаний як в причіпних, так і в самохідних косарках-плющилках.*

*Встановлено, що стабільність плющення рослинної маси вальцями плющильного апарату безпосередньо впливає на витрати енергії по деформації рослинної маси і побічно на величину та швидкість втрат вологи і поживних речовин в розплющеній масі, що багато в чому визначається структурою і параметрами механізму плющення (МП).*

*Аналітичне рішення задачі проектування плющильного пристрою КПП-4,2 має ітераційне виконання процедур аналізу на основі сформованої ФММ, а також процедур порівняння і перебору варіантів в процедурі параметричного синтезу МП. Воно полягає у виборі комбінації внутрішніх параметрів плющильного пристрою, відповідно обраної структури МП, яка задовольняючи функціональні обмеження, одночасно стабілізує тиск з боку верхнього на нижній валець.*

*Встановлені аналітичні залежності роботи косарки-плющилки причіпної КПП-4,2 від висоти, густоти травостою, культури, агротехнічних вимог, рельєфу поля та фізико-хімічного складу ґрунту. В залежності від перелічених факторів змінюються вихідні дані та коефіцієнти, що використовуються в моделюванні. В результаті цього отримуємо відповідні залежності, які показують як змінюється продуктивність та корисна робота косарки від зміни параметрів навколишнього середовища скошуваної маси та режимів роботи. Безпосередньо з отриманих даних можна рекомендувати режими роботи косарки для отримання максимальної продуктивності на тому чи іншому фоні роботи.*

*Як результат ми отримали оптимізаційні дані для покращення роботи косарки-плющилки причіпної КПП-4,2 враховуючи всі змінні та коефіцієнти.*

**Ключові слова:** рослинна маса, косарка, механізм плющення, оптимізація, моделювання.

**Ф. 15. Таб. 1. Рис. 5. Літ. 6.**

### 1. Постановка проблеми

Плющильний апарат є важливим структурним компонентом косарки-плющилки причіпної КПП-4,2 [1]. Практика експлуатації кормозбиральної техніки і функціональний аналіз роботи плющильного пристрою показують [2], що найбільш важливою характеристикою його роботи є стабільність плющення рослинної маси (РМ), що надходить з шнека жатки незалежно від коливань її подачі.

Стабільність плющення РМ вальцями плющильного апарату безпосередньо впливає на витрати енергії по деформації РМ і побічно на величину та швидкість втрат вологи і поживних речовин в розплющеній масі, що багато в чому визначається структурою і параметрами механізму плющення (МП).

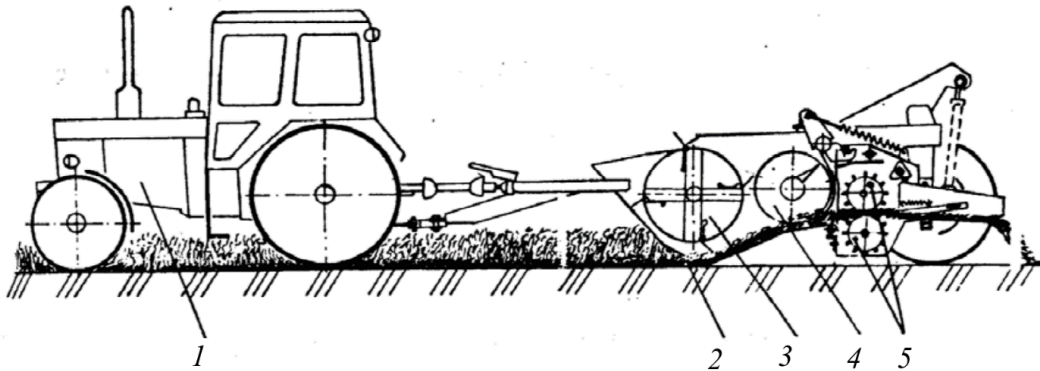


Рис. 1 Косарка-плющилка причінна КПП-4,2:

1 – колісний трактор МТЗ-80; 2 – ріжучий апарат; 3 – мотовило жатки; 4 – шнек жатки; 5 – нижній і верхній вальці плющильного апарата

## 2. Аналіз останніх досліджень та публікацій

На думку багатьох вчених таких як Резник, Н. Е., Попов, В. Б., Соболев, І. М., Соболев, Р. Б., Попов В. Б., Тарасик, В. П [2, 3, 4, 5, 6]. оптимізація параметрів механізму плющення рослинної маси є важливим питанням для досягнення продуктивності та зменшення енергозатрат.

Складність проблем, що стоять перед сільським господарством нині, потребують формування нового рівня інженерного мислення при розробленні та впровадженні науково обґрунтованої системи машин.

## 3. Мета дослідження

Метою цієї роботи є вироблення рішення по структурі і параметрах механізму плющення, найкращим чином забезпечує процес і якість плющення рослинної маси, які отримані за результатами обчислювального експерименту на основі сформованої математичної моделі оптимізації параметрів МП.

## 4. Основні результати дослідження

В процесі роботи косарки-плющилки КПП-4,2 товщина шару рослинної маси між вальцями плющильного пристрою коливається в значних межах. Коливання подачі РМ істотно впливають на результат роботи плющильного пристрою, функціями якого є ущільнення шару рослинної маси і його розподіл по ширині вальців.

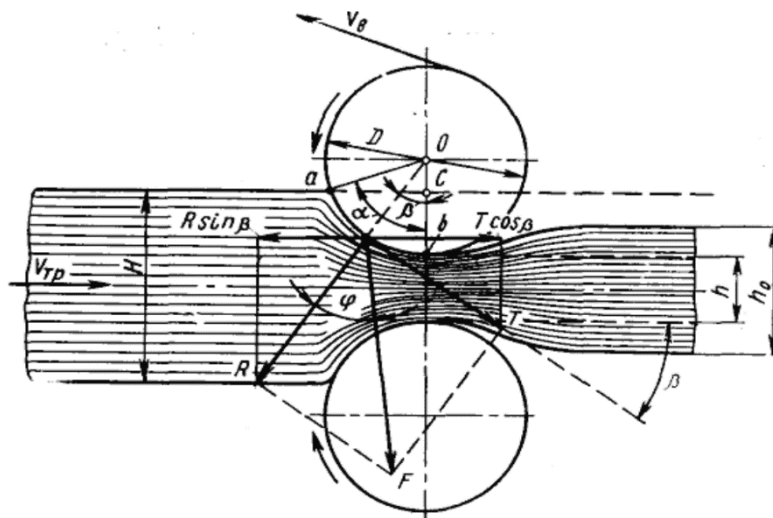


Рис. 2 Стиснення рослинної маси вальцями плющильного пристрою



Принцип роботи плющильних пристроїв косарки-плющилки причіпної КПП-4,2 та косарки-плющилки самохідної КС-80 однаковий. Рослинна маса подається шнеком жатки під вальці (рис. 2), які її щільно спресовують і плющать. Ущільнення маси відбувається за рахунок того, що верхній валець за допомогою сили розтягування пружини механізму плющення тисне на рослинну масу, при цьому нижній валець здійснює тільки обертальний рух. Тому, якість захоплення і протягування РМ залежить від правильно підібраних діаметрів вальців, їх поверхні, а також від швидкості їх обертання [2].

Найважливіший параметр для процесу роботи вальців – кут  $\alpha$  захоплення шару маси (рис. 2) – можна визначити в залежності від діаметра  $D$  вальців, товщини  $H$  шару, що надходить до вальців маси і товщини  $h$  ущільненого вальцями шару маси. З трикутника  $aOC$

$$\frac{H-h}{2} = \frac{D}{2} - \frac{D}{2} \cos \alpha$$

чи

$$H-h = D(1 - \cos \alpha) \quad (1)$$

Звідси легко визначити

$$D = \frac{H-h}{1 - \cos \alpha}. \quad (2)$$

Розглядаючи взаємодію вальця з шаром маси, що надходить, можна бачити, що на шар з боку вальців діє реакція  $R$  і сила тертя  $T$ . Їх рівнодіюча сила  $F$  може бути спрямована: в сторону вальців, коли;  $\beta > \varphi$  вертикально, коли;  $\beta = \varphi$  від вальців, коли.  $\beta < \varphi$ . Вальці стійко захоплюють і простягають масу тільки при  $\beta > \varphi$ , при  $\beta = \varphi$  маса пробуксовує, а при  $\beta < \varphi$  відштовхується. Оскільки кут  $\varphi$  між реакцією  $R$  і рівнодіючою силою  $F$  дорівнює куту тертя, то в усталеному русі РМ в вальцях завжди  $\beta > \varphi$ .

Таким чином, для забезпечення протягування шару РМ вальцями потрібно, щоб рівнодіюча горизонтальних проекцій сил, діючих на поступальний шар маси, була спрямована в бік обертання вальців, тощо.

$$T \cdot \cos \beta > R \cdot \sin \beta \quad (3)$$

Так як  $T = R \cdot f$ , де коефіцієнт тертя  $f = \tan \varphi$ , отримуємо:

$$R \cdot f \cdot \cos \beta > R \cdot \sin \beta, \\ f > \tan \beta,$$

звідси

$$\tan \varphi > \tan \beta \quad \text{і} \quad \varphi > \beta \quad (4)$$

Кут  $\beta$  називають кутом клина. Він змінюється від  $\alpha$  до  $2/\alpha$ . Для гірших умов, коли  $\alpha = \beta$ , маємо вираз:

$$D = \frac{H-h}{1 - \cos \beta}$$

чи

$$D = \frac{H-h}{1 - \frac{1}{\sqrt{1+\tan^2 \beta}}}. \quad (5)$$

Враховуючи нерівність (4), отримуємо:

$$\frac{H-h}{1 - \cos \varphi} > D > \frac{H-h}{1 - \cos \beta}. \quad (6)$$

Вираз (6) пов'язує геометричні параметри з фізичними та може бути використаний для вибору діаметра вальців.

Окружна швидкість  $v_B$  живильного вальця повинна забезпечувати безперешкодне зтягування маси, що надходить від шнека жатки зі швидкістю  $v_{PM}$ . Залежно від співвідношення швидкостей  $v_B$  і  $v_{PM}$  та товщини шару РМ буде відштовхуватися або зтягуватися. Траєкторія будь-якої точки поверхні вальця щодо рухомого шару маси являє собою трохоїду [2], тому для працездатності вальців справедливе співвідношення:

$$\frac{D+h}{2} = \frac{H}{2} + \frac{D \cdot v_{PM}}{2 \cdot v_B},$$

звідки

$$H = h + D \left( 1 - \frac{v_{PM}}{v_B} \right). \quad (7)$$



Необхідну окружну швидкість живильних вальців, що забезпечує безперешкодне надходження маси заданої товщини  $H$ , можна отримати з виразу (7):

$$v_B = \frac{D \cdot v_{PM}}{D + h - H}.$$

Таким чином, швидкості  $v_B$  і  $v_{PM}$  зв'язані між собою співвідношенням:

$$\frac{v_B}{v_{PM}} = \frac{D}{D + h - H}. \quad (8)$$

З виразу (8) очевидно, що  $\frac{v_B}{v_{PM}} > 1$ , так як завжди  $H > h$ .

Експериментально встановлено, що співвідношення швидкостей  $V_B$  і  $V_{PM}$ , визначене за виразом (8), забезпечує стійку подачу РМ до плуцильних вальців. При цьому для забезпечення надійності передачі РМ зі шнека жатки на нижній живильний валець дотримуються наступного співвідношення швидкостей [2]:

$$\frac{v_B}{v_{PM}} = 1,25 \div 1,35$$

чи

$$1,35 > \frac{v_B}{v_{PM}} > 1,25. \quad (9)$$

### 5. Постановка завдання параметричного синтезу

Зазвичай конструктор синтезує МП, задаючись його структурою і виходячи з компоновання плуцильного пристрою. Завдання зводиться до вибору варіанту структурної схеми (рис. 3), що відповідає технічним вимогам з серії варіантів, проаналізованих графоаналітично. Такий підхід, як правило, залишає масу недосліджених комбінацій внутрішніх параметрів, що володіють, ймовірно, меншими середніми значеннями передавального числа МП.

При наявності запрограмованої функціональної математичної моделі (ФММ) проблема параметричного синтезу МП вирішується за допомогою ПЕОМ. Параметричний синтез МП заданої структури полягає у визначенні чисельних значень його внутрішніх параметрів, що забезпечують оптимальне значення основного показника якості МП, при одночасному виконанні умов працездатності МП.

Функціональна математична модель аналізу властивостей МП є складовою частиною математичної моделі параметричної оптимізації. Для кожної структурної схеми МП (рис. 3) визначаються його вихідні параметри, які однозначно залежать від узагальненої координати – відстані між центрами вальців ( $Y$ ) [3].

Виходячи з призначення МП, в процесі його проектування інженер прагне одночасно задовільнити такі технічні вимоги:

- скомпонувати МП таким чином, щоб виконувалися захоплення і протягування крізь вальці РМ;
- забезпечити необхідну пропускну здатність РМ через плуцильний пристрій;
- забезпечити стабільність плушення РМ, а для цього необхідно раціонально вибрати розміри ланок і характеристику пружини МП.

Для аналізу процесу плушення була сформована ФММ, докладно описана в [3]. На основі цієї ФММ була розроблена процедура параметричного синтезу, представлена на рис. 4 що включає в себе керовані параметри, функціональні обмеження, показники якості (критерії оптимальності) та цільову функцію.

В якості керованих параметрів МП, що визначають його конструктивний варіант, були обрані координати шарніра кріплення блоку пружин –  $X_{01}$ ,  $Y_{01}$ , а також параметри поворотного важеля –  $L_3$ ,  $\varphi_{34}$ ,  $L_{34}$ . Слід зауважити, що число керованих параметрів (наприклад  $Y_{01}$ ,  $\varphi_{34}$ ,  $L_3$ ) і діапазон їх зміни обмежені умовами серійного виробництва. Раціонально вибрані точки кріплення ланок МП і їх геометричні розміри повинні забезпечувати його надійну роботу на складових технологічного процесу: захоплення, протягування та плушення РМ.

Простір, обмежений керованими параметрами, утворює 5-мірний гіперпаралелепіпед, осі якого розбиваються на відрізки за допомогою рівномірно розподіленою послідовністю точок [4]. ЛПт послідовність дозволяє найбільш рівномірно призначати точки, що представляють вектор керованих параметрів, і забезпечує ефективне зондування багатовимірного простору. Дослідження області допустимих рішень в просторі керованих параметрів з безлічі всіх можливих дозволило виділити підмножину «хороших» варіантів.

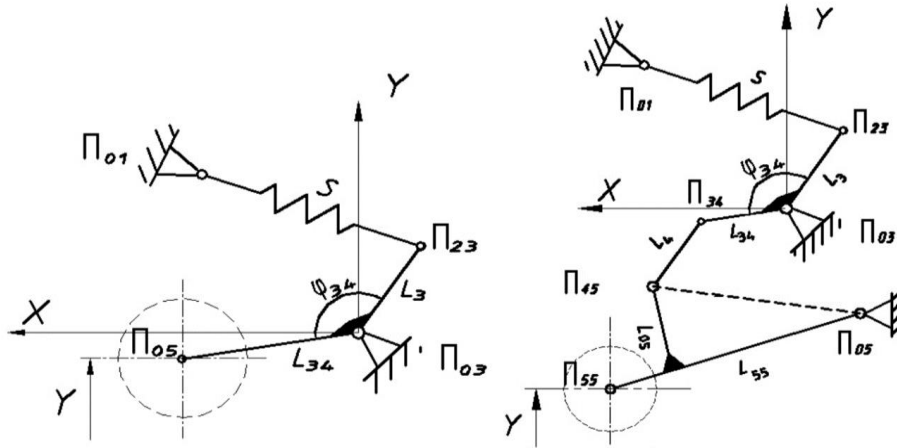


Рис. 3 Структурні схеми чотирьох- і шести-ланкового механізмів плющення рослинної маси

Функціональні обмеження представляють формалізовані вирази для технічних вимог до плющильного пристрою і задаються системою рівностей і нерівностей. Так, наприклад, товщина  $h$  ущільненого вальцями шару РМ являє собою різницю між узагальненою координатою і діаметром вальців  $h = Y - D$  (рис. 3), тому вирази (6) і (9) після деяких перетворень можуть бути представлені в наступному вигляді:

$$\frac{Y - H}{\cos \beta} > D > \frac{Y - H}{\cos \beta} \quad (10)$$

$$1,35 > \frac{v_B}{v_{PM}} > 1,25 \quad (11)$$

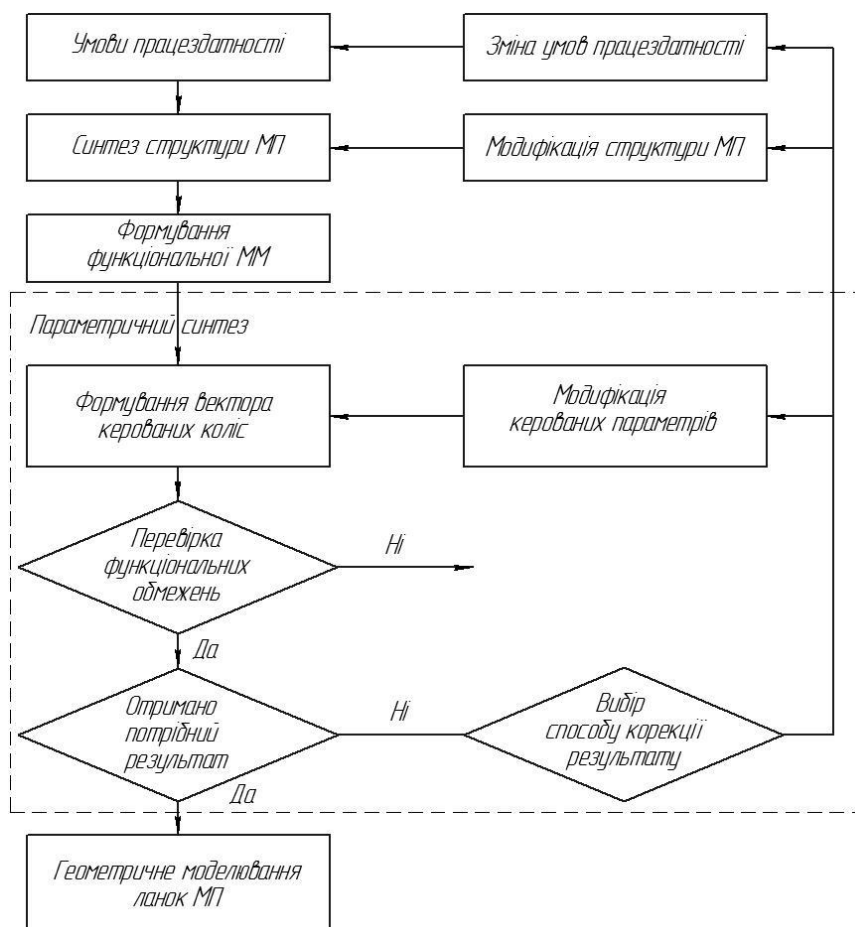


Рис. 4 Процедура параметричного синтезу механізму плющення





Кутова швидкість обертання рухомого вальця визначається з виразу (8):

$$\omega_B = v_{PM} \frac{2}{Y - H} \quad (12)$$

Поточна довжина розтягнутої пружини МП обмежується відповідно до виразу:

$$S(Y_{min}) < S(Y) < L_3 + \sqrt{(Y_{03} - Y_{01})^2 + (X_{03} - X_{01})^2}. \quad (13)$$

Якщо хоча б одна умова з трьох не виконується (10), (11), (13), то варіант МП бракується і відкидається (рис. 4).

Кожному фіксованому значенню набору керованих параметрів  $\vec{X} = \{X_{01}, Y_{01}, L_3, \varphi_{34}, L_{34}\}$  відповідають значення передавального числа і питомого тиску в діапазоні зміни узагальненої координати.

У тому випадку, якщо умови (10), (11), (13) виконуються, розраховуються і запам'ятовуються значення передаточних чисел [5] для МП відповідної структури –  $I(Y)$ :

$$I(Y) = \varphi'_3 \cdot L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}(Y)$$

чи

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

де  $\varphi'_3(Y)$  – аналог умов швидкості важеля;  $U_{53}(Y)$  – передаточне відношення;  $L_{55}, \varphi_5$  – довжина ланки і кут, що утворюється  $\vec{L}_{55}$  з віссю абсцис, в правій системі координат.

Потім розраховується відповідне передаточному числу чисельне значення питомої тиску між вальцями  $p(Y)$ :

$$p(Y) = \frac{k \cdot F_c(Y)}{I(Y)L} \quad (14)$$

де  $F_c(Y)$  – розтягуюче зусилля на пружині;  $k$  – кількість пружин в блоці;  $I(Y)$  – передаточне число МП;  $L$  – довжина вальців.

Цільова функція  $Z(Y)$  формується на основі аналітичного виразу для питомої тиску між вальцями у відповідності зі стратегією власного критерію [6]:

$$Z(Y) = \sum_{i=1}^n p_{cp} - p(Y_i) \rightarrow \min, \quad (15)$$

де  $p_{cp}$  – середнє значення тиску на інтервалі від 1-го до  $n$ -го кроку;  $p(Y_i)$  – дискретне значення функції тиску на  $i$ -му кроці. Пошук екстремуму цільової функції виконувався за методом градієнта.

Для обраної структури і внутрішніх параметрів плоских аналогів механізму плющення КПП- 4,2 на основі сформованої ФММ був проведений обчислювальний експеримент.

В ході експерименту були досліджені величина і характер зміни тиску верхнього вальця КПП- 4,2 на нижній, що представляє собою показник якості функціонування плющильного пристрою. Основні результати експерименту зведені в таблицю 1.

Таблиця 1

**Залежність вихідних параметрів модернізованого механізму плющення від узагальненої координати**

Зазор між вальцями $Y$ [м]	Довжина розтягнутої пружини $S(Y)$ [м]	Передаточне число механізму $I(Y)$ [–]	Навантаження на пружині $F_c(Y)$ [Н]	Сила тиску рухомого вальця $P(Y)$ [Н]
-0,206	0,629	2,331	5463,37	3024,37
-0,186	0,638	2,418	5962,61	3168,02
-0,166	0,646	2,525	6442,36	3251,53
-0,146	0,653	2,664	6899,65	3210,11
-0,126	0,661	2,862	7329,71	3163,06
-0,106	0,667	3,171	7724,71	3036,29

Порівняння показників якості функціонування чотирьох-і шести-ланкового МП (рис. 5) однозначно виділяє останній варіант, що має більш стабільну характеристику плющення.

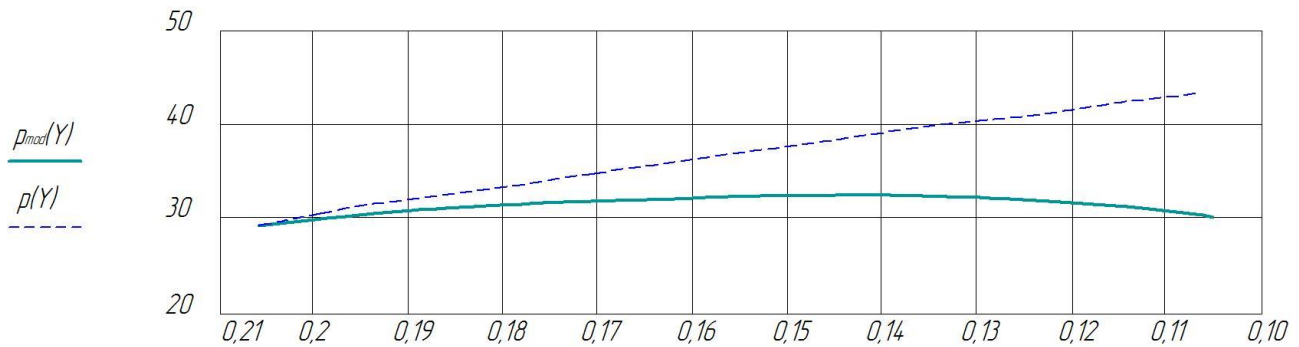


Рис. 5. Графіки залежності питомого тиску між вальцями плющильного пристрою від величини узагальненої координати  $Y$ :  $p(Y)$  - питомий тиск між вальцями чотири-ланкового механізму  
 $P_{mod}(Y)$  - питомий тиск між вальцями шести-ланкового механізму

### Висновки

Запропоновано методику параметричного синтезу пристрою плющення рослинної маси косарки-плющилки причіпної КПП-4,2. Розроблений спосіб модернізації параметрів механізму плющення може бути використаний як в причіпних, так і в самохідних косарках-плющилках.

Аналітичне рішення задачі проектування плющильного пристрою КПП-4,2 є ітераційне виконання процедур аналізу на основі сформованої ФММ, а також процедур порівняння і перебору варіантів в пропроцедурі параметричного синтезу МП. Воно полягає у виборі комбінації внутрішніх параметрів плющильного пристрою, відповідно обраної структури МП, яка задовольняючи функціональні обмеження, одночасно стабілізує тиск з боку верхнього на нижній валець.

В результаті, не дивлячись на істотні коливання подачі РМ в КПП-4,2 (розкид подачі до 45%), питомий тиск плющення РМ в модернізованому варіанті становить величину 3000-3250 Н/м (розкид питомої тиску до 4,2%).

### Список використаних джерел

1. Косарка-плющилка навісна КПП-4,2. Інструкція з експлуатації. ДСКБ ПО Гомсельмаш 1996 р.
2. Резник, Н. Е. Кормоуборочные комбайны. 2-е изд., перераб. Москва : Машиностроение, 1980. 375 с.
3. Попов, В. Б. Формування функціональної математичної моделі механізму плющення рослинної маси. Укр. Гомель. держ. техн. ун-ту ім. П. О. Сухого. 2007. № 3. С. 24–30.
4. Соболев І. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. Москва : Наука, 1981.
5. Попов, В. Б. Аналітичні вирази кінематичних передавальних функцій механізмів навіски енергоносіїв. Укр. Гомель. держ. техн. унта ім. П. О. Сухого. 2000. № 2. С. 25–29.
6. Тарасик В. П. Математичне моделювання технічних систем: навч. для вузів. Мінськ: ДизайнПРО, 1997. 640 с.

### References

- [1]. Mounted mower conditioner KPP-4.2. Manual. GSKB ON Gomselmash 1996
- [2]. Reznik, N. Ye. Forage harvesters / N. Ye. Reznik. - 2nd ed., Revised. - Moscow: Engineering, 1980. -- 375 p.
- [3]. Popov, V. B. Formation of a functional mathematical model of the flattening mechanism of plant mass / V. B. Popov // Vestn. Gomel. state tech. University of them. P.O. Sukhoi. - 2007. - No. 3. - S. 24-30.
- [4]. Sobol, I. M. Selection of optimal parameters in problems with many criteria / I. M. Sobol, R. B. Statnikov. - Moscow: Science, 1981.
- [5]. Popov, VB. Analytical expressions of the kinematic transfer functions of the mechanisms of hanging energy carriers / VB Popov // Vestn. Gomel. state tech. unta them. P.O. Sukhoi. - 2000. - No. 2. - P. 25–29.
- [6]. Tarasik, V. P. Mathematical modeling of technical systems: textbook. for universities / V.P. Tarasik. - Minsk: DesignPro, 1997. - 640 p.



## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПЛЮЩЕНИЯ РАСТИТЕЛЬНОЙ МАССЫ КОСИЛКИ-ПЛЮЩИЛКИ ПРИЦЕПНОЙ КПП-4,2

*В статье предложена методика параметрического синтеза устройства прокатки растительной массы косилки-плющилки прицепной КПП-4,2. Разработан способ модернизации параметров механизма прокатки, который может быть использован как в прицепных, так и в самоходных косилки-плющилки.*

*Установлено, что стабильность прокатки растительной массы улицам плющильного аппарата непосредственно влияет на расход энергии по деформации растительной массы и косвенно на величину и скорость потерь влаги и питательных веществ в расплющенной массе, во многом определяется структурой и параметрами механизма прокатки (МП).*

*Аналитическое решение задачи проектирования плющильного устройства КПП-4,2 имеет итерациональне выполнения процедур анализа на основе сформированной ФММ, а также процедур сравнения и перебора вариантов в пропроцедури параметрического синтеза МП. Оно заключается в выборе комбинации внутренних параметров плющильного устройства, соответственно выбранной структуры МП, которая удовлетворяя функциональные ограничения, одновременно стабилизирует давление со стороны верхнего на нижний валок.*

*Установлены аналитические зависимости работы косилки-плющилки прицепной КПП-4,2 от высоты, густоты травостоя, культуры, агротехнических требований, рельефа поля и физико-химического состава почвы. В зависимости от перечисленных факторов меняются исходные данные и коэффициенты, используемые в моделировании. В результате этого получаем соответствующие зависимости, показывают, как меняется производительность и полезная работа косилки от изменения параметров окружающей среды скашиваемых массы и режимов работы. Непосредственно из полученных данных можно рекомендовать режимы работы косилки для получения максимальной производительности на том или ином фоне работы.*

*В результате мы получили оптимизационные данные для улучшения работы косилки-плющилки прицепной КПП-4,2 учитывая все переменные и коэффициенты.*

*Ключевые слова: растительная масса, косилка, механизм прокатки, оптимизация, моделирование.*

*Рис. 5. Лит. 6.*

## OPTIMIZATION OF MECHANISM PARAMETERS FLOWERING PLANT WEIGHT MACHINES-TRAILERS TRAILER KPP-4,2

*The article proposes a method of parametric synthesis of the device of flattening the plant mass of the mower-flatter of the trailed KPP-4,2. A method of modernization of the parameters of the flattening mechanism has been developed, which can be used in both trailed and self-propelled mowers.*

*It is established that the stability of plant mass flattening through the streets of the planting apparatus directly influences the energy costs of deformation of plant mass and indirectly the magnitude and rate of loss of moisture and nutrients in the flattened mass, which is largely determined by the structure and parameters of the mechanism of flattening (MP).*

*The analytical solution to the design problem of the flattening device KPP-4,2 has an iterative implementation of the analysis procedures based on the formed FMM, as well as the procedures of comparison and selection of options in the procedure of parametric synthesis of MP. It is to choose a combination of internal parameters of the flattening device, according to the selected structure of the MP, which, while satisfying the functional constraints, simultaneously stabilizes the pressure from the upper to the lower roller.*

*The analytical dependences of the operation of the trailed mower-conditioner KPP-4.2 on the height, density of grass stand, culture, agrotechnical requirements, field topography and physical and chemical composition of the soil have been established. Depending on the listed factors, the initial data and coefficients used in modeling change. As a result, we obtain the corresponding dependencies, show how the productivity and useful work of the mower changes from changes in the environmental parameters of the mowed mass and operating modes. Directly from the data obtained, it is possible to recommend the operating modes of the mower to obtain maximum performance on a particular background of work.*

*As a result, we received optimization data to improve the operation of the trailed mower-conditioner КПП-4,2 taking into account all variables and coefficients.*

*Key words: plant mass, mower, flattening mechanism, optimization, modeling.*

*Fig. 5. Lit. 6.*





**ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ**

**Малаков Олександр Іванович** – аспірант кафедри «Машин та обладнання сільськогосподарського виробництва» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, email: malakovsana@gmail.com).

**Бурлака Сергій Андрійович** – асистент кафедри «Електроенергетики, електротехніки та електромеханіки» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, email: [ipserhiy@gmail.com](mailto:ipserhiy@gmail.com)).

**Єленич Анатолій Павлович** – асистент каф. «Агроінженерії та технічного сервісу» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, email: a.elenech@ukr.net)

**Малаков Александр Иванович** – аспирант кафедры «Машин и оборудования сельскохозяйственного производства» Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г.. Винница, 21008, Украина, email: malakovsana@gmail.com).

**Бурлака Сергей Андреевич** – ассистент кафедры «Электроснабжения, электротехники и электромеханики» Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г.. Винница, 21008, Украина, email: ipserhiy@gmail.com).

**Еленич Анатолий Павлович** – ассистент каф. «Агроинженерии и технического сервиса» Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г.. Винница, 21008, Украина, email: a.elenech@ukr.net)

**Alexander Malakov** – postgraduate student of the Department of Machines and Equipment for Agricultural Production of the Vinnytsia National Agrarian University (3, Solnyschaya Str., Vinnytsia, Ukraine, 21008, email: malakovsana@gmail.com).

**Sergiy Burlaka** – assistant of the department " Electric Power Engineering, Electrical Engineering and Electromechanics " of the Vinnytsia National Agrarian University (3, Solyaschaya str., Vinnytsia, 21008, Ukraine, email: ipserhiy@gmail.com).

**Anatoliy Yelenych** – assistant of the department "Agroengineering and Technical Service" of Vinnytsia National Agrarian University (3, Solnechna str., Vinnitsa, 21008, Ukraine, email: a.elenech@ukr.net)