

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОТАЦІЙНОГО РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА

Мельник М. В., к.т.н., Харчук А. Є., магістрант

Постановка проблеми. Однією із найважливіших операцій при заготівлі кормів є скошування трав, яке необхідно провести якісно, у стислі строки. Умови скошування трав ускладнюються через незадовільну підготовку посівних площ, а також наявність на поверхні ґрунту каміння.

Процес скошування трав традиційними сегментно-пальцевими різальними апаратами із зворотно-поступальним рухом ножа не задовольняють агротехнічних вимог до косарок. На високоврожайних травах сегментно-пальцеві різальні апарати забиваються при полеглому травостою, а також збільшується висота зрізу рослин. Тому широке застосування знаходять високопродуктивні та надійні в роботі ротаційні різальні апарати. Проте, використання ротаційних різальних апаратів на кормозбиральних машинах обмежується підвищеними енерговитратами і втратами урожаю у вигляді подрібненої трави.

З метою усунення вищеназваних недоліків виникає необхідність пошуку шляхів підвищення технологічної ефективності різального апарата ротаційних косарок для скошування трав.

Аналіз результатів останніх досліджень. Процес скошування трав характеризується строками збирання, висотою зрізу і втратами урожаю. Згідно агротехнічних вимог на скошування трав, оптимальна висота зрізу не повинна перевищувати 6 см, розриви і заломи можуть спостерігатись не більше ніж в 20 % зрізаних стебел, а втрати урожаю не повинні перевищувати 1%

Дослідженнями багатьох авторів встановлено, що розщеплення стерні, є причиною зменшення відростання отави, особливо люцерни. При високому стеблостою спостерігає намотування трави і збивання роторів косарок з верхнім приводом, на відміну від ротаційних косарок з нижнім приводом. Зниження потужності, яка витрачається, дозволила б зменшити енерговитрати на скошування трав, а покращення якості зрізу — зменшить витрати енергії на розщеплення стерні та подрібнення скошеної маси.

Отже пошук шляхів зниження витрат потужності та покращення якості зрізу потребує проведення досліджень параметрів процесу скошування трав ротаційними різальними апаратами.

Мета досліджень. Метою роботи є теоретичне обґрунтування оптимальних швидкісних режимів роботи і конструктивно-технологічних параметрів різального апарата.

Виклад основного матеріалу. Процес безпідпiрного зрiзу рослин проходить при взаємодiї ножа з рослинами. При взаємодiї ножа рослина iнколи виривається з ґрунту, пошкоджується коренева система, погiршується умови вiдростання. Тому доцiльно визначити, якi зусилля та деформацiї виникають у стеблi при безпідпiрному зрiзi, iх вид i величину. Це дозволить вибрати такi взаємодiї ножа, при яких необхідно менше витрат потужностi на зрiзання та зменшить зусилля, що дiють на кореневу систему для визначення умов здiйснення безпідпiрного зрiзу розглянемо стебло А на рисунку 1, що представлено у виглядi стержня у плоскiй декартовiй системi координат:

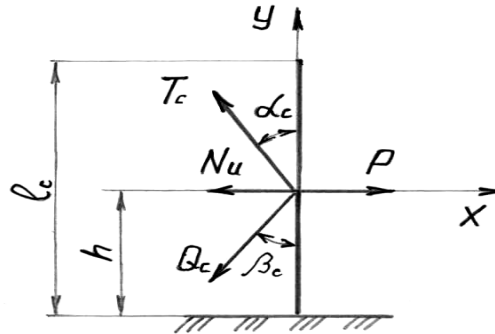


Рис. 1. Схема сил взаємодiї ножа iз стеблом

На рис.: l_c - довжина стебла, м; T_c - поздовжня сила iнерцiї, Н; h - висота зрiзу рослин, м; N_u - зусилля опору зрiзу, Н; P - зусилля зрiзу, Н; Q_c - зусилля опору корення стебла, Н.

На основi принципу Даламбера можна записати рiвняння динамiчної рiвноваги стебла у проєкцiях на осi координат:

$$P - N_u - T_c \sin \alpha_c - Q \sin \beta_c = 0 \quad (1),$$

$$T_c \cos \alpha_c - Q \cos \beta_c = 0$$

де P – зусилля зрiзу, Н; N_u – зусилля опору зрiзу, Н; T_c – поздовжня сила iнерцiї стебла, Н; α_c – кут нахилу поздовжньої сили iнерцiї вiдсiкаючої частини стебла вiд вертикального положення, рад.; Q – зусилля опору корення стебла, Н; β_c – кут вiдхилення кореневої частини стебла вiд вертикалi, град.

Розглянемо вплив сил, що входять у рiвняння 1 на параметри процесу зрiзу. Зусилля зрiзу можна виразити через показники механiчних властивостей стебла:

$$P = \int_S \delta_p dS_c, \quad (2),$$

де δ_p – нормальне напруження, Н/мм²; dS_c – диференцiал площi поперечного перерiзу.

Оскiльки нормальнi напруження не залежать вiд мiсця вибору елемента поперечного перерiзу стебла, то вираз 2 можна представити наступним чином:

$$P = \delta_p S_c, \quad (3),$$

S_c – площа поперечного перерiзу (живого) стебла, мм².

Рiвняння 3 справедливе у припущеннi, що руйнування стебла проходить вiд перевищення допустимих нормативних напружень.

Перевага дотичних напружень дозволяє зусилля зрiзу виразити у виглядi спiввiдношення:

$$P = \tau_p S_c \quad (4),$$

де τ_p – дотичне напруження;

Допустимi дотичнi напруження, як правило для бiльшостi матерiалiв меншi вiд нормальних. Порiвняння рiвнянь 3 i 4 показує, що з точки зрiзу зменшення зусиль зрiзу у рослинах доцiльно вiдновити дотичнi напруження.

Зусилля опору зрiзу вiд поздовжнiх сил iнерцiї стебла визначимо за формулою:

$$T_c = \frac{dm_c}{dt} U_1 + \frac{dU_1}{dt} m_c, \quad (5),$$

де t – час зрізання, с; U_1 – поздовжна швидкість переміщення стебла, м/с.

Якщо процес безпідпiрного зрізу розділити на два етапи, то перша частина рiвняння буде характеризувати етап збільшення приведенної маси стебла, а друга — прискорення цієї маси.

Швидкість збільшення приведенної маси стебла залежить від швидкості поширених поздовжніх пружин хвиль:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho_c}} \quad (6),$$

ρ_c – щільність стебла (матеріал, з якого складається стебло), кг/м³

Для стебла люцерни, наприклад, в період скошування така швидкість, буде дорівнювати 1500 м/с.

Враховуючи, що швидкість поперечних коливань стебла більше швидкості різання, то можливий відрив стебла від різальної кромки ножа, тобто після дотику ножа стебло деякий час буде рухатися спереду ножа, що спостерігалось при дослідах. Це свідчить про можливість виникнення поперечних вільних коливань стебла. Користуючись методами механіки деформованого тіла, складемо диференціальне рiвняння поперечних вільних коливань стебла:

$$EI \frac{\partial^4 x}{\partial y^4} - S_c \rho_c \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = 0 \quad (7)$$

Розв'язок рiвняння 7 має вигляд:

$$X=f(y) \sin \omega_c t \quad (8),$$

де $f(y)$ – функція, що визначає форму коливань стебла; ω_c – кутова частота коливань стебла, рад/с.

Після підстановки 8 в 7 отримаємо

$$\frac{fd^4}{dy^4} - K_c^4 f = 0 \quad (9)$$

$$K_c^4 = \frac{\rho_c S_c \omega_c^2}{EI}, \quad \text{де} \quad (10)$$

Загальний розв'язок рiвняння 9 можна представити у вигляді:

$$f(y) = A \cos K_c y + B \sin K_c y + C \operatorname{ch} K_c y + D \operatorname{sh} K_c y, \quad (11)$$

Початкові умови для стебла можна записати наступним чином:

$$\begin{aligned} \text{при } y=0; \quad x=0; \quad \frac{df}{dy} &= 0 \\ \text{при } y = l_c; \quad \frac{d^2 f}{dy^2} &= 0; \quad \frac{d^3 f}{dy^3} = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

Підстановка початкових умов 2.12 у співвідношення 2.11 дозволить отримати систему із чотирьох рiвнянь

$$\begin{cases} A + C = 0 \\ B + D = 0 \\ -A \cos K_c l_c - B \sin K_c l_c + C \operatorname{ch} K_c l_c + D \operatorname{ch} K_c l_c = 0 \\ A \sin K_c l_c - B \cos K_c l_c + C \operatorname{sh} K_c l_c + D \operatorname{ch} K_c l_c = 0 \end{cases} \quad (13)$$

Із системи 13 за допомогою визначників знаходимо рiвняння власних форм коливань стебла

$$\cos K_c l_c * \operatorname{ch} K_c L_c = -1 \quad (14)$$

За початковими умовами 12 та з допомогою відповідних їм функцій Крилова визначаємо коефіцієнти А, В, С, D, підстановка яких в загальний розв'язок 11 дозволяє записати рiвняння власних форм поперечних вільних коливань стебла:

$$f(y) = (chK_c l_c + \cos k_c l_c)(chK_c y - \cos k_c y) - (shK_c l_c - \sin k_c l_c)(shK_c y - \sin k_c y) \quad (15)$$

Трансцендентне рівняння 14 перетвориться в співвідношення, у якому підкосинусний вираз дорівнює ряду чисел: 1,875; 4,694; 7,855; 10,996, які позначимо відповідно n_1, n_2, n_3, n_4 . звідси отримаємо власні частоти поперечних коливань стебла

$$K_i = \frac{n_i}{l_c}, \quad (16)$$

де i – порядковий номер розв'язку рівняння 2.14

Для стебла люцерни, наприклад, довжиною 1м K_i чисельно дорівнює n_i . Із нерівності 16 визначаємо кругову частоту поперечних коливань стебла:

$$\omega_i = K_i^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho_c S_c}}; \quad (17)$$

Звідси період поперечних коливань стебла

$$T_k = \frac{2\pi}{\omega_i} = \frac{2\pi}{K_i^2} \sqrt{\frac{\rho_c S_c}{EI}}; \quad (18)$$

Частота коливань визначається за формулою:

$$\nu_k = \frac{K_i^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho_c S_c}}; \quad (19)$$

Після підстановки співвідношень 15 та 17 у формулу 11 отримаємо рівняння поперечних вільних коливань

$$x_i = \left[(chK_i l_c + \cos K_i l_c)(chK_i y - \cos K_i y) - (shK_i l_c - \sin K_i l_c)(shK_i y - \sin K_i y) \right] \times \sin K_i^2 t \sqrt{\frac{EI}{\rho_c S_c}} \quad (20)$$

Із врахуванням взаємозв'язків 16 –19 рівняння 20 отримає вигляд для першої форми коливань:

$$X_1 = [3,04 (ch 1,88y - \cos 1,88y) - 2,24 (sh 1,88y - \sin 1,88y)] \sin 6,5 t,$$

Для другої форми коливань:

$$X_2 = [54,4 (ch 4,7y - \cos 4,7y) - 55,4 (sh 4,7y - \sin 4,7y)] \sin 41 t,$$

Для третьої форми коливань

$$X_3 = [1288 (ch 7,9y - \cos 7,9y) - 1287 (sh 7,9y - \sin 7,9y)] \sin 115 t.$$

Рівняння 20 перетвориться у вигляд:

$$x_s = A_i \sin \omega_i t; \quad (21)$$

де A_i – амплітуда поперечних коливань стебла відповідної форми.

Запас енергії стебла при коливаннях:

$$E_n = 0,5 K_i \mu_c^2 A_c^2, \quad (22)$$

де K_i – коефіцієнт поперечної потужності стебла; μ_c – коефіцієнт динамічності; A_c – максимальний згин стебла при взаємодії статичної сили.

Із співвідношення 22 випливає, що акумулюєча стеблом енергія залежить від фізико-механічних властивостей рослин та коефіцієнта динамічності стебла: чим він вищий, тим більше рослина накопичує енергії, яка підводиться ножем. Після зрізу накопичена енергія розсівається у просторі.

При безпідпирному зрізі руйнівними зусиллями необхідно рахувати зусилля, що діють вздовж стебла, які викликають у стеблі нормальні напруження. Дотичні напруження не створюють суттєвого впливу на процес безпідпирного зрізу.

Висновок. При скошуванні рослин має місце непродуктивна витрата енергії в різальному апараті. Рослини акумулюють підведену ножем механічну енергію, розсіюючи її потім у просторі. В самому ротаційному різальному апараті проходять втрати енергії внаслідок холостого ходу, коливань шарнірно підвішених ножів.

Стебла рослин володіють власним резонансними частотами та при швидкостях різання виникають резонансні коливання рослин, рівняння яких представляється у вигляді комбінацій гіперболічних та тригонометричних функцій. В такому випадку повинні існувати швидкості різання, при яких збільшується витрати потужності на скошування трав. Зменшенню нераціональної витрати енергії сприяє застосування підірних елементів.

Основними факторами, що впливають на енерговитрати та показники якості процесу, є фізико-механічні властивості рослин та конструктивно-технологічні параметри ротаційно-різального апарату косарок. Для аналізу показників енергетичних та якісних оцінок процесу зрізу рослин необхідно експериментально дослідити розподіл маси стебла по довжині, модуль пружності стебла, динамічний коефіцієнт тертя рослин на дисках роторів та коефіцієнт динамічності рослин, визначити баланс потужності рослин ротаційними косарками при підірному та безпідірному зрізі рослин. Необхідно також експериментально перевірити справедливості теоретично виведених залежностей витрат урожаю у вигляді подрібненої маси від поступальної швидкості скошувального агрегату.

Використані джерела інформації

1. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода – 2-е изд., перераб и доп. – К.: Техніка, 1997. – 320 с.
2. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений. – М.: Наука, 1974. – 215 с.
3. Аністратенко В.О., Федоров В.Г. Математичне планування експериментів в АПК: Навчальний посібник. – К.: Вища школа, 1993. – 375 с.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. – М.: Машиностроение, 1979 – 1982. – Т.1. – 728 с.: Т.2. – 559 с.: Т.3. – 557 с.
5. Босой Е.С. Режущие аппараты уборочных машин. – М.: Машиностроение, 1967. – 167 с.
6. Бермант А.Ф., Араманович И.Г. Краткий курс математического анализа. – 6-е изд. – М.: Наука, 1969. – 736 с.