

УДК 621.524

## ДИНАМІКА РУХУ ТА НАДІЙНІСТЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ НА ПРУЖНІЙ ПІДВІСЦІ

Алфьоров О.І., канд. техн. наук, доцент

(Харківський національний технічний університет сільського господарства  
ім. Петра Василенка)

*Предложена модель автоколебаний в качестве основы динамической теории обработки почвы рабочими органами на упругой подвеске и приведена методика обеспечения их безотказности.*

В умовах зростання споживання матеріальних та енергетичних показників надзвичайно важливим є фактор зменшення собівартості випускаємої сільськогосподарської продукції. Процес культивування є невід'ємною технологічною операцією для отримання високих показників врожайності сільськогосподарських культур. Сучасний сектор обробки ґрунту має різноманітний асортимент засобів, які використовуються при культивуванні. Одним з пріоритетних напрямків удосконалення обладнання в цій сфері є скорочення енерговитрат за рахунок використання пружних елементів робочих органів, що дозволяє знизити тяговий опір агрегату до 20% [1]. Водночас, на ряду з економічністю покращується якість обробки ґрунту за рахунок зниження гребнистості та покращення показників рихлення, що суттєво перешкоджає налипанню ґрунту на робочі органи.

Як приклад широкого поширення використання агрегатів з пружними елементами робочих органів є ті, що складаються з двох або трьох пружних елементів, одним з яких є С - або S - образні пружинні стійки лап культиваторів. Робочі органи з вище переліченими пружними елементами випускаються в Україні, а також закордонними фірмами: "Crause", "Noble", "Андерсон", "Custom", "Ingam", "Rome", "Superflow", "Ebra", "Guttler".



Рис.1 - Приклад використання робочих органів з S - образною пружною стійкою

Незважаючи на широке розповсюдження культиваторів з робочими органами на пружній підвісці, узагальнюючої теорії, щодо визначення та забезпечення динамічних характеристик та показників надійності таких органів досі немає. Спроби розглянути процес коливань робочих органів культиватора як параметричних коливань [2] на нашу думку мають певні недоліки, адже параметричні коливання виникають у випадку, коли в системі виникають зміни внутрішніх параметрів (жорсткості або маси) у часі [3], а принцип роботи стійок лап культиватора можна описати як незатухаючі коливання, які виникають за рахунок енергії що підводиться до системи від джерела, що має неколивальний характер.

Отже, враховуючи принципову різницю у підході щодо принципів роботи, динамічне рихлення пропонується розглядати як автоколивальний процес [3], який обумовлений різницею між силами опору ґрунту у стані спокою і у стадії руху. Ця різниця експериментально може бути оцінена різницею у коефіцієнтах тертя. Розглянемо окремі стадії спрощеної теоретичної моделі, пов'язаної з деформацією пружної S-образної стійки лапи культиватора в процесі динамічного рихлення та основні напрямки забезпечення механічної надійності робочого органу.

Процес динамічного рихлення ґрунту умовно можна розділити на чотири стадії. На кожній з них положення стійки буде змінюватись (рис. 2).

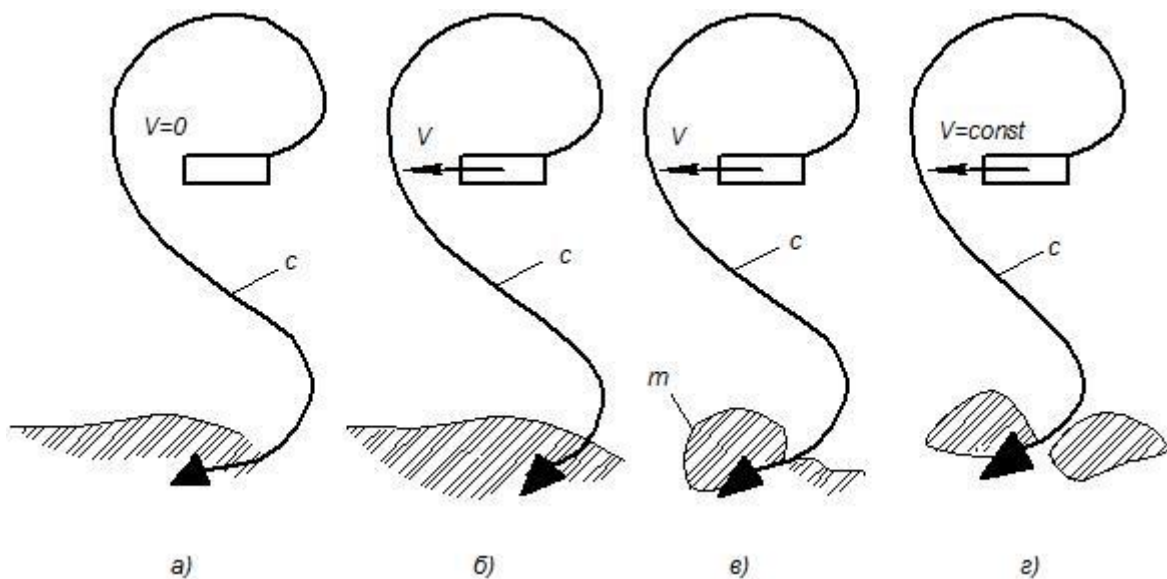


Рис. 2 - Схематичне зображення процесу рихлення ґрунту: а) початкове положення стійки; б) заглиблення у ґрунт; в) початок руху; г) рихлення ґрунту

На рис. 2 а) показано початкове положення агрегату, коли його швидкість  $V$  дорівнює 0, а стійка не деформована. Далі агрегат починає рухатись і в момент, коли лапа заглиблюється в ґрунт, стійка деформується і максимально відхиляється у сторону, протилежну напрямку руху агрегату (рис. 2, б)). В цей час між стійкою і ґрунтом сила тертя "спокою" досягає свого максимального

значення. На третій стадії (рис. 2 в) ) стійка повертається у своє початкове положення. Відбувається руйнування ґрунту під дією динамічних навантажень і ця стадія є початком процесу рихлення ґрунту. Остаточне його розпушення відбувається на четвертій стадії (рис. 2, з)). Стійка відхиляється у напрямку руху агрегату.

На рис. 3 наведена схема одномасової системи, яка наближено відповідає моделі автоколивального процесу рихлення ґрунту за допомогою лапи культиватора з пружною стійкою.

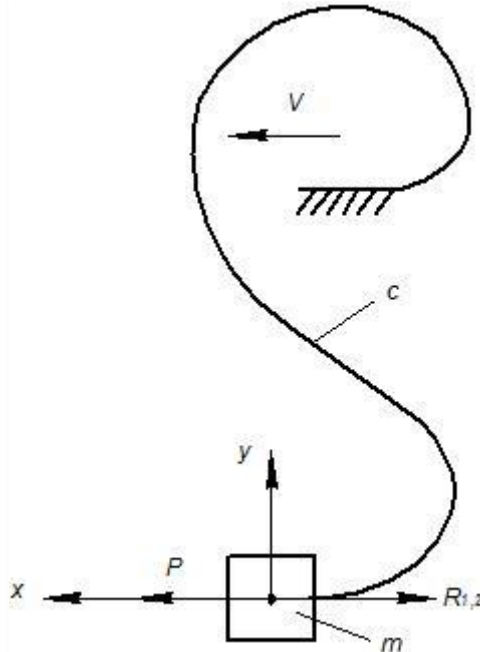


Рис. 3 - Схема автоколивальної одномасової системи

де  $V$  – швидкість руху агрегату;  $c$  – згинальна жорсткість стійки;  $m$  – зведена маса лапи та ґрунту, яка бере участь у автоколиваннях;  $P_1$  – сила опору рихленню до початку руху лапи;  $P_2$  – сила опору в стадії відносного переміщення лапи при рихленні.

В деякий момент часу  $t > 0$  положення кінцевої точки стійки змінюється на відрізок " $x - Vt$ " і відповідно сила пружності стійки зменшиться до значення

$$F(t) = P_1 - c(x - Vt) \quad (1)$$

Згідно принципу Даламбера, якщо до механічної системи окрім діючих на неї сил прикласти ще сили інерції  $I = m\ddot{x}$ , то отримаємо урівноважену систему. Враховуючи це диференціальне рівняння руху кінця стійки буде мати вигляд:

$$P_1 - c(x - Vt) - P_2 = m\ddot{x},$$

або:

$$\ddot{x} + k^2x = k^2Vt + \frac{P_1 - P_2}{m},$$

де  $k = \sqrt{c/m}$  – власна частота коливань одномасової системи;

Розв'язання цього рівняння, яке задовольняє початковим умовам  $x(0) = 0$ ,  $\dot{x}(0) = 0$ , має вигляд:

$$x(t) = Vt - \frac{V}{k} \sin kt + \frac{P_1 - P_2}{c} (1 - \cos kt) \quad (2)$$

Перепишуючи (2), отримаємо:

$$x(t) = Vt - \frac{V}{k} \sin kt + \frac{P_2}{c} (\varphi - 1)(1 - \cos kt) \quad (3)$$

де  $\varphi = P_1/P_2$ .

Швидкість руху точки кріплення лапи до стійки буде змінюватись за законом:

$$\dot{x}(t) = V - V \cos kt + \frac{k(P_1 - P_2)}{c} \sin kt \quad (4)$$

Переміщення точки кріплення стійки до рами культиватора визначається за формулою:

$$x_p(t) = Vt \quad (5)$$

Відносне переміщення точки кріплення лапи до стійки

$$x_{\text{дин}}(t) = x(t) - x_p(t) \quad (6)$$

Підставивши у вираз (6) вирази (3) і (5) отримаємо:

$$\begin{aligned} x_{\text{дин}}(t) &= Vt - \frac{V}{k} \sin kt + \frac{P_2}{c} (\varphi - 1)(1 - \cos kt) - Vt = \\ &= -\frac{V}{k} \sin kt + \frac{P_2}{c} (\varphi - 1)(1 - \cos kt) \end{aligned} \quad (7)$$

Швидкість рами буде рівною швидкості руху агрегату:

$$V_p = V \quad (8)$$

Враховуючи зазначене, відносна швидкість точки кріплення лапи до стійки буде визначатись:

$$\begin{aligned} \dot{x}_{\text{дин}}(t) &= V - V \cos kt + \frac{k(P_1 - P_2)}{c} \sin kt - V = \\ &= -V \cos kt + \frac{k(P_1 - P_2)}{c} \sin kt \end{aligned} \quad (9)$$

За відомостями, наведеними у [4] опір ґрунту при культивації може дорівнювати 800 Н на 1 метр ширини захвату культиватора. Враховуючи, що на одному метрі ширини захвату знаходиться 3 стійки, отримаємо, що на кожен з них діє сила  $P_2 = 267$  Н.

Коефіцієнт  $\varphi$  залежить від виду ґрунту та його вологості. Розрахункові значення знаходяться в межах  $1,05 \leq \varphi \leq 1,2$ .

Отже, знаючи силу  $P_2$  та коефіцієнт  $\varphi$  розрахуємо значення сили  $P_1$ . При  $\varphi = 1,05$ ,  $P_1 = 336$  Н, а при  $\varphi = 1,2$ ,  $P_1 = 320$  Н.

Швидкість руху агрегату  $V$  може змінюватись у межах, визначених агротехнічними вимогами до процесу культивації, тобто  $1,5 \leq V \leq 2,5$  м/с. При подальших розрахунках будемо використовувати наступні значення:

$$V = 1,5 \text{ м/с}; V = 2 \text{ м/с}; V = 2,5 \text{ м/с}.$$

Загальна жорсткість стійки – величина стала, вона за результатами експерименту дорівнює  $c = 3,7 \cdot 10^3$  Н/м.

Власна частота коливань одномасової системи  $k$  – величина змінна,

оскільки з виразу  $k = \sqrt{c/m}$  видно, що вона залежить від маси  $m$ . Цей параметр у процесі рихлення ґрунту буде постійно коливатись. Тому приймаємо  $k = 27 \pm 7$  рад/с.

Наведений підхід дозволяє дослідити основні динамічні характеристики роботи, такі як вплив швидкості руху агрегату на відносне переміщення та швидкість точки кріплення лапи до стійки та ін.

Маючи теоретичні основи визначення характеристик динамічного рихлення постає питання про забезпечення показників надійності. У початковий період експлуатації культиваторів як мобільних машин, найбільш небезпечним видом механічних відмов є раптові руйнування, які відбуваються при перевищенні величиною екстремальних навантажень несучої здатності елементів. Екстремальні навантаження випадкові за величиною і за термін служби агрегату можуть багаторазово впливати на його елементи. Статична несуча здатність елементів зазвичай практично не змінюється в часі, але має значне випадкове розсіювання.

Розглядаючи культиватор, як систему елементів з послідовною структурою, тобто коли відмова будь-якого з елементів призводить до відмови системи, будемо вважати, що всі елементи навантажуються спільно. Спільне навантаження слід розуміти, як варіант, при якому екстремальне навантаження на будь-який  $i$ -ий елемент можна визначити, виходячи із співвідношень:  $P_{ni} = \alpha_i P_n$ , де  $\alpha_i$  - постійний коефіцієнт, а  $P_n$  - загальний для всієї системи випадковий параметр навантаження. При одночасному навантаженні екстремальні навантаження, одночасно діють на елементи, які є подібними випадковими величинами, що мають однакові коефіцієнти варіації. Під несучою здатністю елемента  $P_{ni}$  розуміється така величина навантаження, при дії якої на елемент починається руйнування або з'являються неприпустимі залишкові деформації. Практика показує, що несуча здатність елементів має випадкове розсіювання з коефіцієнтом варіації до 0,1. Якщо задана функція розподілу загального параметра навантаження  $F(P_n)$  і випадкові екстремальні навантаження, які можуть призводити до раптових відмов, статистично незалежні по величині, то ймовірність безвідмовної роботи послідовної системи, що складається з  $n$  елементів, може бути визначена з виразу:

$$R_c(t) = - \int_0^{\infty} [F(P)]^{m(t)} d \left( \prod_{i=1}^n (1 - G_i(P)) \right), \quad (10)$$

де  $G_i(P_{ni})$  - функції розподілу несучої здатності елементів системи;  $m(t)$  - середнє число екстремальних навантажень, послідовно діючих на систему за напрацювання  $t$ . Якщо задана функція розподілу загального параметра навантаження  $F(P_n)$  і випадкові екстремальні навантаження, які можуть призводити до раптових відмов, статистично незалежні по величині, то ймовірність безвідмовної роботи послідовної системи, що складається з  $n$



елементів, може бути визначена з виразу:

$$R_c(t) = -\int_0^{\infty} [F(P)]^{m(t)} d\left(\prod_{i=1}^n (1 - G_i(P))\right), \quad (11)$$

де  $G_i(P_{ni})$  - функції розподілу несучої здатності елементів системи;  $m(t)$  - середнє число екстремальних навантажень, послідовно діючих на систему за напрацювання  $t$ .

В [5] показано, що якщо екстремальні навантаження  $P_n$  і несучі здатності  $P_{ni}$  елементів системи мають розподіл Вейбулла з функціями розподілу

$$F(P_n) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{P_n}{a_n}\right)^b\right];$$

$$G_i(P_{ni}) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\alpha_i P_{ni}}{a_{ni}}\right)^b\right]; \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (12)$$

то, виходячи з (11), після інтегрування отримаємо стохастичну модель надійності системи при раптових відмовах у вигляді

$$R_c(t) = \frac{\Gamma(1 + \Omega)\Gamma(1 + m(t))}{\Gamma(1 + \Omega + m(t))}, \quad (13)$$

де  $\Omega = \frac{\chi}{K_{\min}^b}$ ;  $\chi = \sum_{i=1}^n \left(\frac{K_{\min}}{K_i}\right)^b$ ;  $K_i = \frac{\bar{P}_{ni}}{\alpha_i P_n}$  - коефіцієнти запасу по середніх

значень несучої здатності -  $\bar{P}_{ni}$  і екстремальних навантажень -  $\bar{P}_n$  на елементи;  $K_{\min}$  - коефіцієнт запасу у найбільш навантажених елементів системи. Величину  $\chi$ , яка знаходиться у межах  $1 \leq \chi \leq n$ , можна трактувати, як умовне число елементів у системі, приведене до найбільш навантаженого. Параметр форми  $b$  розподілів (12) визначається величиною коефіцієнта варіації  $V$  екстремальних навантажень і несучої здатності елементів. В інженерних розрахунках можна наближено визначати [6] за формулою:

$$b = \frac{1,126}{V} + \frac{0,011}{V^2} - 0,137. \quad (14)$$

З результатів, що приведені у [5], випливає, що при цілих значеннях кількості екстремальних навантажень  $m(t) = m$ , використовуючи (13) можна отримати вираз для ймовірності безвідмовної роботи системи в залежності від числа навантажень у вигляді

$$R_c(m) = \prod_{j=1}^m \frac{j K_{\min}^b}{j K_{\min}^b + \chi}. \quad (15)$$

Аналіз структури цієї формули показує, що кожному наступному навантаженні у добутку (15) відповідає імовірнісний за змістом множник, який

більше, ніж попередні. У цьому полягає принципова відмінність моделі (15) від досі рекомендованих моделей механічної надійності, при побудові яких передбачається, що ймовірності безвідмовної роботи при кожному послідовному навантаженні не змінюються і тоді  $R_c(m) = (R_c(1))^m$ . Таке припущення, занижуючи  $R_c(m)$ , вносить похибку, яка пов'язана з неврахуванням сталості несучої здатності у багаторазово навантажуваних елементах, а також явища "відсіювання" найбільш "слабких" елементів при первинних і наступних навантаженнях.

Беручи за приклад розрахунок культиватора КПП-630/46, що має 46 S-образних стійок які виготовлені зі сталі 65Г з прийнятими нижньою межею границі текучості якої  $\sigma_0 = 450$  МПа, середньою границею текучості  $\bar{\sigma}_T$ , яка залежить від виду термічної обробки матеріалу і може знаходитись у межах  $\bar{\sigma}_T = 690 - 1220$  МПа, середнім екстремальним навантаженням  $\bar{\sigma}_H = 650$  МПа, задаючись коефіцієнтом запасу за екстремальним навантаженням у інтервалі 1,4-2,6 отримаємо наступний результат:

	Імовірність безвідмовної роботи				
	$m_{II}=0$	$m_{II}=1$	$m_{II}=2$	$m_{II}=5$	$m_{II}=10$
$K=1,4$	<b>0,56451</b>	0,72165	0,79545	0,88607	0,93447
$K=1,6$	<b>0,86783</b>	0,92924	0,95169	0,97525	0,98634
$K=1,8$	<b>0,96487</b>	0,98212	0,98801	0,99397	0,99670
$K=2,0$	<b>0,98998</b>	0,99496	0,99664	0,99832	0,99908
$K=2,2$	<b>0,99683</b>	0,99841	0,99894	0,99947	0,99971
$K=2,4$	<b>0,99890</b>	0,99945	0,99963	0,99982	0,99990
$K=2,6$	<b>0,99958</b>	0,99979	0,99986	0,99993	0,99996

Такий підхід безумовно потребує додаткових витрат на обладнання та персонал, але водночас надає можливість перед введенням в експлуатацію вибракувати неякісні стійки, чим суттєво вплинути на конкурентоздатність виробів, роль якої неможна переоцінити при завоюванні ринків збуту. Враховуючи, що лише десятикратне попереднє екстремальне навантаження дозволяє отримати підвищення надійності в декілька разів Економічний ефект такого підходу також досягається при корегуванні балансу між якістю матеріалів, що використовуються та його кількістю за рахунок вибору коефіцієнта запасу, правильний підбір якого може привести до зменшення металоємності конструкції або до використання менш якісних матеріалів із збереженням достатнього рівня надійності.

### Список літератури:

1. Карпуша, П. П. О влиянии конструкции упругого элемента подвески рабочего органа на эффективность работы. Сб. науч. тр. УСХА. К., 1977. Вып. 192. С. 15–18.

2. Войтюк Д.Г., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г. Виникнення параметричних коливань та резонансів культиваторів з пружною підвіскою робочих органів. // Міжвідомчий науковий збірник. – Вип. 98, Т.1, Глеваха, 2013. – С. 376 – 384.
3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1980
4. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение. 1977
5. Гринченко А.С. Некоторые прикладные модели прочностной надежности при внезапных отказах/ Вестник национального технического университета "ХПИ", Сб.науч.тр. "Динамика и прочность машин". - Харьков, 2003. № 2. Т. 1 - С.51-58.
6. Погорелый Л.В., Анилович В.Я. Испытания сельскохозяйственной техники. – К.: Феникс, 2004, 74-77с.

## Аннотация

**Динамика движения и надежность рабочих органов  
почвообрабатывающих агрегатов на упругой подвеске**  
Алферов А.И.

*Запропоновано модель автоколивань в якості основи динамічної теорії обробки ґрунту робочими органами на пружній підвісці та наведено методику забезпечення їх безвідмовності.*

## Abstract

**Driving dynamics and reliability of working unit tillage on an elastic suspension**  
Alferov A.

*Proposed a model self-oscillations as the basis of the dynamic theory of tillage on the working bodies of the elastic suspension and the methods of ensuring their reliability.*