

УДК 631.22

АПАРАТ ФУР'Є В ДОСЛІДЖЕННІ МАШИН

Литвинов О.І., Федорина Т.П., Хропост В.І.

Ніжинський агротехнічний інститут

Анотація. Показано роль практичного аналізу, оснований на перетвореннях Фур'є, для дослідження динаміки трансмісії складних аграрних машин типу комбайнів. Розглянуто коливальний процес, що виникає в валопроводах (механізмах) в результаті різкої подачі технологічного матеріалу, яка часто призводить до критичних ситуацій з перевантаженням деталей, і, як наслідок, до поломок.

Ключові слова: динамічне дослідження, механічна система, розрахунково-експериментальний спосіб, центр розгалуження.

Постановка проблеми. Подібні динамічні ситуації доволі часто (до 200 разів за зміну) виникають під час проведення збиральних робіт, наприклад, в момент «врізання» комбайну на повній швидкості (8-10 км/год) в рядки пшениці або кукурудзи після холостого розвороту на поворотній смузі, зупинки в загонці внаслідок порушення технологічного процесу або технічної відмови.

Мета дослідження. Трансмісія комбайна є складною розгалуженою згинально-крутильною динамічною системою з великою кількістю розподілених та зосереджених мас, з'єднаних елементами, які також володіють певними пружно-інерційними властивостями. Вивчення таких систем пов'язано з великими труднощами. Однак, практичні задачі динамічного дослідження допускають можливість їх значного спрощення. Не спотворюючи основних закономірностей дійсних динамічних явищ, можна замінити реальний механізм його еквівалентною моделлю, складеною із абсолютно жорстких дискретних мас і без інерційних пружних з'єднувальних елементів. Подібні перетворення дозволяють представити реальну механічну систему з нескінченно великим числом ступенів вільності динамічне еквівалентною їй спрощеною схемою зі скінченним числом ступенів вільності.

Виклад основного матеріалу. Порядок отримання динамічних характеристик елементів моделі та перетворення останньої був прийнятий наступний. Перш за все були визначені моменти інерції і крутильні податливості усіх елементів комбайна. Для цього був використаний розрахунково-експериментальний спосіб. Експериментально (методом вибігу або методом хитання на біфілярному підвісі) були визначені і уточнені величини моментів інерції тіл складної конфігурації. При цьому записувались на тензострічку тахограми кутових швидкостей відповідних мас комбайну.

Податливості визначались в основному розрахунковим шляхом. В необхідних випадках враховувались згинальна податливість валів і опор, яка потім зводилась до крутильної.

В результаті проведення згаданих операцій була отримана складна розгалужена схема з великим числом мас різного порядку малості. Нехтуючи масами, на порядок меншими решти, об'єднуючи ті маси, жорсткість зв'язку між якими на порядок вище інших та зводячи систему до головного валу центрального приводу, виходячи із умов рівності кінетичної та потенціальної енергій, отримали систему з 8 ступенями вільності, ще достатньо складну для розрахунків.

Подальше зменшення числа ступенів вільності проводилось з врахуванням скорочення або несуттєвого відхилення частот низьких тонів коливання, які, як показали пошукові експериментальні дослідження, являються домінуючими під час формування динамічних навантажень.

При об'єднанні двох сусідніх мас і пониженні числа ступенів вільності системи на порядок моменти інерції мас і податливості спрощеної системи визначались із виразів

$$I'_k = I_k + I_{k+1};$$
$$e'_{k-1} = \frac{I_{k+1}}{I_k + I_{k+1}} e_k; \quad e'_k = \frac{I_k}{I_k + I_{k+1}} e_k;$$

В результаті проведення вказаних перетворень складну систему комбайну представилось можливим звести до більш простої тримасової розгалуженої крутильне-коливальної системи зі збереженням двох

Сучасні проблеми та технології аграрного сектору України

перших форм коливання. Отримана еквівалентна схема представлена на рис.1, де

I_1, I_2, I_3 – зведені моменти інерції двигуна, барабана і, наприклад, подавального апарату, тобто, найбільших мас за їх кінетичною енергією, $кгм^2$;

c_1, c_2, c_3 – зведені жорсткості еквівалентних валів, $Н/м$;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_0$ – кути закручення мас і центра розгалуження, $рад.$;

M_1, M_2, M_3 – зведені моменти зовнішніх сил, $Нм$ двигуна і згаданих робочих органах.

Прийнято, що крутний момент двигуна змінюється в функції кутової швидкості

$$M_1 = M_n \frac{\omega_0 - \omega_1}{\omega_0 - \omega_n} = \Gamma(\omega_0 - \omega_1), \quad (1)$$

де M_n – зведений номінальний момент, $Нм$;

ω_0, ω_n , – кутові швидкості: максимальна холостого ходу і номінальна, $с^{-1}$;

Γ – стала величина, що характеризує один із параметрів двигуна.

Характеристика моменту двигуна експериментально отримана при гальмуванні двигуна за допомогою електрогальма.

Використовуючи згадані методи, динамічна модель комбайн була зведена до тримасової розгалуженої схеми (рис.1) без суттєвого спотворення фізичної сутності процесів, що спостерігаються в реальній машині. Представлений в даному розділі математичний опис моделі за допомогою системи диференціальних рівнянь руху агрегату, їх аналіз, частинний та загальний розв'язки, а також отримані числові результати підтверджують правомірність прийнятих допущень.

Найбільш зручним способом складання рівнянь подібного роду являється метод Лагранжа в другій формі. За узагальнені координати вибираємо кути повороту кожної маси і центра розгалуження. Визначивши сумарні кінетичну та потенціальну енергії системи і взявши похідні за відповідними узагальненими координатами і часом, отримуємо в прийнятих позначеннях після деяких перетворень наступні диференціальні рівняння:

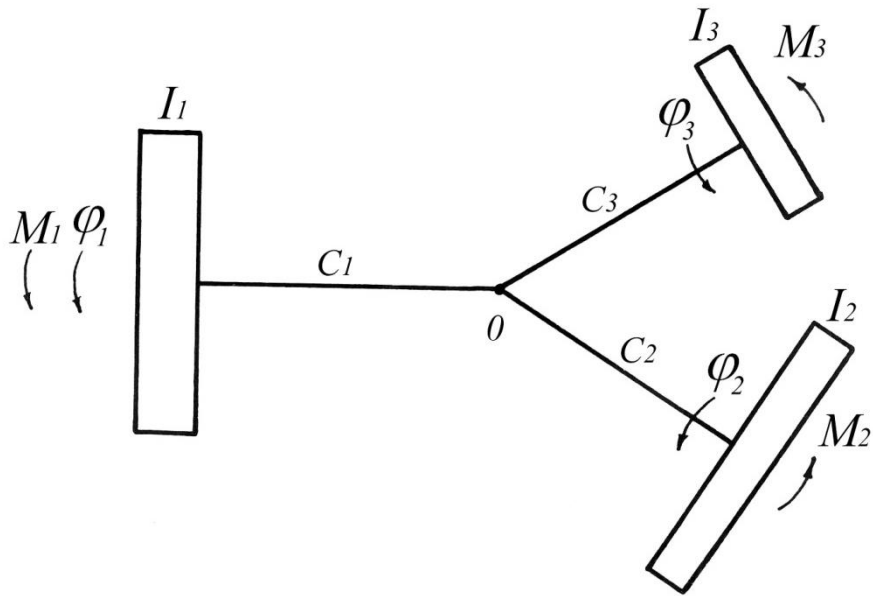


Рис.1. Динамічна модель трансмісії комбайнового агрегату

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_0) &= M_1, \\
 I_2 \ddot{\varphi}_2 + c_2(\varphi_2 - \varphi_0) &= M_2, \\
 I_3 \ddot{\varphi}_3 + c_3(\varphi_3 - \varphi_0) &= M_3,
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

де $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_0$ – узагальнені координати моделі: кути повороту мас та центра розгалуження.

Враховуючи, що відносні переміщення мас $\varphi_1 - \varphi_0, \dots$ або деформації ділянок моделі пропорційні відповідним моментам сил пружності M_{10}, \dots

$$\begin{aligned}
 (\varphi_1 - \varphi_0)c_1 &= M_{10}, \\
 (\varphi_2 - \varphi_0)c_2 &= M_{20}, \\
 (\varphi_3 - \varphi_0)c_{30} &= M_{30},
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

та виражаючи переміщення φ_2 і φ_3 та їх другі похідні за часом через φ_1 , $\ddot{\varphi}_1$

$$\varphi_2 = \varphi_1 - \frac{M_{10}}{c_1} + \frac{M_{20}}{c_2}; \quad \varphi_3 = \varphi_1 - \frac{M_{10}}{c_1} + \frac{M_{30}}{c_3}; \quad (4)$$

а також, приймаючи до уваги умову рівності нулю моментів сил пружності в центрі розгалуження (четверте рівняння) і позначаючи $\ddot{\varphi}_1$ через $\dot{\omega}_1$, отримаємо систему диференціальних рівнянь в нових узагальнених координатах, моментах сил пружності, доцільність використання яких переконливо обґрунтована в роботі [1], а сам метод виявився надто плідним для розвитку динаміки машин.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_1 &= \frac{M_1 - M_{10}}{I_1}, \\ \dot{\omega}_1 &= \frac{\ddot{M}_{10}}{c_1} + \frac{\ddot{M}_{20}}{c_2} = \frac{M_2 - M_{20}}{I_2}, \\ \dot{\omega}_1 &= \frac{\ddot{M}_{10}}{c_1} + \frac{\ddot{M}_{30}}{c_3} = \frac{M_3 - M_{30}}{I_3}, \\ M_{10} + M_{20} + M_{30} &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Вводячи характеристику двигуна (1) в систему рівнянь, остаточно отримаємо:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_1 + \frac{\Gamma}{I_1} \omega_1 + \frac{M_{10}}{I_1} &= \frac{\Gamma}{I_1} \omega_0, \\ \dot{\omega}_1 - \frac{\ddot{M}_{10}}{c_1} + \frac{\ddot{M}_{20}}{c_2} + \frac{M_{20}}{I_2} &= \frac{M_2}{I_2}, \\ \frac{\ddot{M}_{20}}{c_2} + \frac{M_{20}}{I_2} - \left(\frac{\ddot{M}_{30}}{c_3} + \frac{M_{30}}{I_3} \right) &= \frac{M_2}{I_2} - \frac{M_3}{I_3}, \\ M_{10} + M_{20} + M_{30} &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Отримана система диференціальних рівнянь (6), яка встановлює залежність між моментами сил пружності на окремих ділянках зведеної системи, описує поведінку машинного агрегату під час дослідження динамічних процесів. Шуканим в даному випадку наряду з моментами сил пружності являється й закон зміни кутової швидкості двигуна.

Припустимо, що моменти зовнішніх сил опору на робочих органах мають загальний вид $M_{2,3} = M_{2,3}^0 e^{\lambda t}$, де λ – будь-яке дійсне або комплексне число. Якщо, наприклад, $\lambda = i\omega$ – чисто довільне число, то це рівносильно дії гармонічного моменту

$$M_{2,3}(\cos \omega t + i \sin \omega t).$$

Для отримання частинного розв'язку лінійної динамічної системи необхідно знайти її відгук на зовнішній момент, тобто, знайти амплітуди і фази наведених моментів. Використовуючи принцип суперпозиції, шукаємо реакцію системи спочатку на один зовнішній момент M_2 , потім на інший – M_3 . Виходячи з системи рівнянь (6), в якій праву частину першого рівняння опускаємо, отримаємо

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_1 + \frac{\Gamma}{I_1} \omega_1 + \frac{M_{10}}{I_1} &= 0, \\ \dot{\omega}_1 - \frac{\ddot{M}_{10}}{c_1} + \left(\frac{\ddot{M}_{20}}{c_2} + \frac{M_{20}}{I_2} \right) &= \frac{M_2}{I_2}, \\ \dot{\omega}_1 - \frac{\ddot{M}_{10}}{c_1} + \left(\frac{\ddot{M}_{30}}{c_3} + \frac{M_{30}}{I_3} \right) &= \frac{M_3}{I_3}, \\ M_{10} + M_{20} + M_{30} &= 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Внаслідок незалежності дії кожного з моментів для лінійної системи покладемо спочатку $M_3 \equiv 0$, знайдемо відгук на дію моменту M_2 , потім також і на M_3 , склавши обидва результати разом.

Для зовнішнього моменту $M_2 = M_2^0 e^{\lambda t}$ шукаємо розв'язок у вигляді $A_j e^{\lambda t}$. Підставляючи їх в (7), в якій права частина третього рівняння $\frac{M_3}{I_3}$ покладена рівною нулю, отримуємо

$$\begin{aligned}
 \left(\lambda + \frac{\Gamma}{I_1}\right)A_\omega + \frac{1}{I_1}A_1 &= 0, \\
 \lambda A_\omega - \frac{\lambda^2}{c_1}A_1 + \left(\frac{\lambda^2}{c_2} + \frac{1}{I_2}\right)A_2 &= \frac{M_2^0}{I_2}, \\
 \lambda A_\omega - \frac{\lambda^2}{c_1}A_1 + \left(\frac{\lambda^2}{c_3} + \frac{1}{I_3}\right)A_3 &= 0, \\
 A_1 + A_2 + A_3 &= 0.
 \end{aligned} \tag{8}$$

Виражаючи, як і раніше, A_ω через A_1 , будемо мати з першого рівняння (8)

$$A_\omega = -\frac{A_1}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)}.$$

Підставляючи в 2 і 3 рівняння, отримаємо

$$\begin{aligned}
 \left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1}\right]A_1 - \left(\frac{\lambda^2}{c_2} + \frac{1}{I_2}\right)A_2 &= -\frac{M_2^0}{I_2}, \\
 \left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1}\right]A_1 - \left(\frac{\lambda^2}{c_3} + \frac{1}{I_3}\right)A_3 &= 0, \\
 A_1 + A_2 + A_3 &= 0.
 \end{aligned} \tag{9}$$

Виразивши з третього рівняння $A_1 = -(A_2 + A_3)$ і підставивши в 1 та 2 рівняння, маємо з (9)

$$\left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1} + \frac{\lambda^2}{c_2} + \frac{1}{I_2}\right]A_2 + \left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1}\right]A_3 = \frac{M_2^0}{I_2},$$

$$\left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1} \right] A_2 + \left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1} + \frac{\lambda^2}{c_3} + \frac{1}{I_3} \right] A_3 = 0. \quad (10)$$

З другого рівняння системи (10) отримаємо

$$A_3^{(2)} = - \frac{\left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1} \right] A_2}{\left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1} + \frac{\lambda^2}{c_3} + \frac{1}{I_3} \right]}. \quad (11)$$

З першого – будемо мати

$$A_2^{(2)} = \frac{M_2^0}{I_2} \times \frac{\left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1} + \frac{\lambda^2}{c_3} + \frac{1}{I_3} \right]}{\left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1} + \frac{\lambda^2}{c_2} + \frac{1}{I_2} \right] \left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1} + \frac{\lambda^2}{c_3} + \frac{1}{I_3} \right] - \left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1} \right]^2} \quad (12)$$

Далі, поклавши нулю зовнішній момент M_2 і зробивши аналогічні розрахунки і перебудови, маємо

$$A_2^{(3)} = - \frac{\left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1} \right] A_3}{\left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1} + \frac{\lambda^2}{c_2} + \frac{1}{I_2} \right]}, \quad (13)$$

$$A_3^{(3)} = \frac{M_3^0}{I_3} \times \quad (14)$$

$$\frac{\left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \Gamma/I_1)} + \frac{\lambda^2}{c_1} + \frac{\lambda^2}{c_3} + \frac{1}{I_2} \right]}{\left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \frac{\Gamma}{I_1})} + \frac{\lambda^2}{c_1} + \frac{\lambda^2}{c_2} + \frac{1}{I_2} \right] \left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \frac{\Gamma}{I_1})} + \frac{\lambda^2}{c_1} + \frac{\lambda^2}{c_3} + \frac{1}{I_3} \right] - \left[\frac{\lambda}{I_1(\lambda + \frac{\Gamma}{I_1})} + \frac{\lambda^2}{c_1} \right]^2}$$

Позначаючи в (11), (12), (13), (14) вирази, що стоять в правій частині, через відповідні коефіцієнти передачі, напишемо

$$\begin{aligned} A_2^{(2)} &= K_2(\lambda_2)M_2^0; & A_2^{(3)} &= K_2(\lambda_3)M_3^0; \\ A_3^{(2)} &= K_3(\lambda_2)M_2^0; & A_3^{(3)} &= K_3(\lambda_3)M_3^0; \\ A_\omega^{(2)} &= K_\omega^{(2)}(\lambda_2); & A_\omega^{(3)} &= K_\omega^{(3)}(\lambda_3); \\ K_1(\lambda_2) &= K_2(\lambda_2) + K_3(\lambda_2); & K_1(\lambda_3) &= K_2(\lambda_3) + K_3(\lambda_3). \end{aligned} \quad (15)$$

Таким чином, частинні розв'язки диференціальних рівнянь для шуканих невідомих можуть бути представлені в виді

$$\vec{Y}_1(t) = \begin{pmatrix} M_{10}(t) \\ M_{20}(t) \\ M_{30}(t) \\ \omega_1 \end{pmatrix} = M_2^0 e^{\lambda_2 t} \begin{pmatrix} K_1(\lambda_2) \\ K_2(\lambda_2) \\ K_3(\lambda_2) \\ K_\omega(\lambda_2) \end{pmatrix} + M_3^0 e^{\lambda_3 t} \begin{pmatrix} K_1(\lambda_3) \\ K_2(\lambda_3) \\ K_3(\lambda_3) \\ K_\omega(\lambda_3) \end{pmatrix} \quad (16)$$

Переходимо далі до розгляду конкретної системи, прийнятої в якості об'єкту дослідження.

Перш за все, виходячи з аналізу результатів експериментальних досліджень комбайна, зняття діаграми зовнішніх навантажень, представимо за допомогою наближеної апроксимації момент сил опору на робочих органах подавального апарату.

$$M_3 = M_{cp} + M_3^0 \sin \omega t, \quad (17)$$

де ω – реальна частота процесу, $1/c$,

M_{cp} – середнє значення постійної складової крутного моменту, $Нм$,

M_3^0 – максимальна величина амплітуди синусоїди, $Нм$.

Для отримання виду функції зовнішнього крутного моменту M_2 подрібнювального барабану був зроблений додатковий експеримент.

На розривній машині МК-500 за допомогою спеціального приладу та реєстраційного пристрою отримані діаграми сил різання стебел кукурудзи (рис. 2), які дозволили встановити, що їх криві з достатнім наближенням можуть бути апроксимовані синусоїдальною півхвилею.

Враховуючі реальну конструкцію ротора подрібнювача та приймаючи до уваги технологічну схему роботи апарату, приходимо до висновку, що зовнішнє навантаження при подрібненні має імпульсний характер.

Тривалість синусоїдального імпульсу τ в 5...6 разів (в залежності від товщини перероблюваного матеріалу) менше періоду його повторення T .

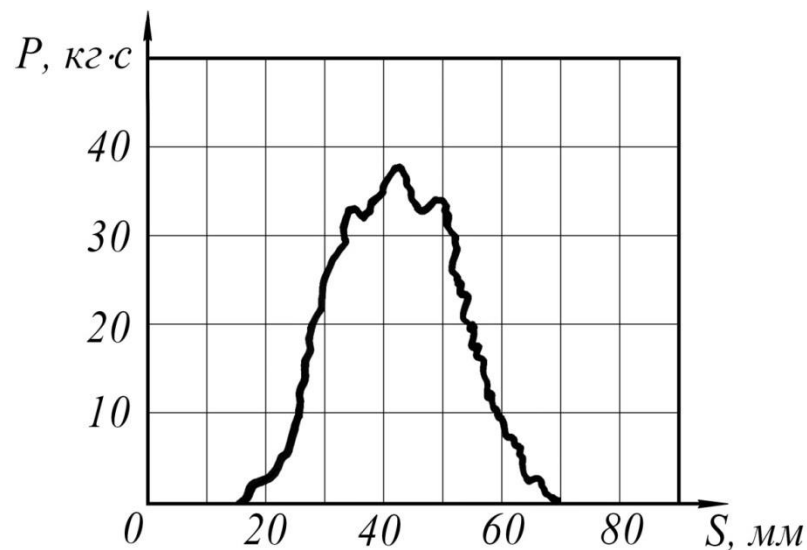


Рис. 2. Діаграма сил різання стебел кукурудзи

Сучасні проблеми та технології аграрного сектору України

В цілях використання принципу суперпозиції лінійних систем розкладемо синусоїдальний імпульс в гармонічний ряд Фур'є на довжині всього періоду T . Для цього представимо нашу функцію виразом

$$\begin{aligned} f(t) &= A \sin \frac{\pi}{\tau} t && \text{при } 0 < t < \tau, \\ f(t) &= 0 && \text{при } \tau < t < T, \end{aligned} \quad (18)$$

де A – амплітудне значення моменту.

Гармонічний ряд Фур'є в загальному вигляді [2]

$$S(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} \left(a_k \cos k \frac{2\pi}{T} t + b_k \sin k \frac{2\pi}{T} t \right), \quad (19)$$

де

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos k \frac{2\pi}{T} t dt, \quad (20)$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \sin k \frac{2\pi}{T} t dt, \quad (21)$$

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_0^T \sin \frac{\pi}{\tau} t dt. \quad (22)$$

Визначимо невідомі коефіцієнти Фур'є a_k, b_k і постійний член a_0 . З цією метою інтегруємо вираз

$$a_k = \frac{2A}{T} \int_0^{\tau} \sin \frac{\pi}{\tau} t \cos k \frac{2\pi}{T} t dt, \quad (23)$$

який при використанні табличного інтегралу і після відповідних перетворень має вигляд

$$a_k = 2 \frac{A}{\pi} \cdot \frac{\tau}{T} \cdot \frac{1}{1 - \left(2k \frac{\tau}{T} \right)^2} \left(1 + \cos k \frac{2\pi}{T} \tau \right). \quad (24)$$

Для другого коефіцієнту b_k отримуємо

$$\begin{aligned} b_k &= \frac{2}{T} A \int_0^\tau \sin \frac{\pi}{\tau} t \sin k \frac{2\pi}{T} t dt = \\ &= 2 \frac{A}{\pi} \cdot \frac{\tau}{T} \cdot \frac{1}{1 - \left(2k \frac{\tau}{T}\right)^2} \sin 2\pi k \frac{\tau}{T}. \end{aligned} \quad (25)$$

Вільний член ряду має вигляд

$$a_0 = \frac{2}{T} A \int_0^\tau \sin \frac{\pi}{\tau} t dt = 4 \frac{A}{\pi} \cdot \frac{\tau}{T}. \quad (26)$$

В кінцевому вигляді ряд представиться виразом

$$\begin{aligned} S(t) &= 2 \frac{A}{\pi} \cdot \frac{\tau}{T} + 2 \frac{A}{\pi} \cdot \frac{\tau}{T} \sum_1^\infty \frac{1}{1 - \left(2k \frac{\tau}{T}\right)^2} \times \\ &\times \left[\left(1 + \cos k \frac{2\pi}{T} \tau \right) \cos k \frac{2\pi}{T} t + \sin k \frac{2\pi}{T} \tau \sin k \frac{2\pi}{T} t \right]. \end{aligned} \quad (27)$$

Для судження про збіжність ряду проведемо оцінку убутання його членів. Розглянемо вирази, що формують убутання:

$$a_k^1 = \frac{1 + \cos k \frac{2\pi}{T} \tau}{1 - \left(2k \frac{\tau}{T}\right)^2}; \quad b_k^1 = \frac{\sin k \frac{2\pi}{T} \tau}{1 - \left(2k \frac{\tau}{T}\right)^2}. \quad (28)$$

Їх можна представити, як функції аргументу $\alpha = k \frac{2}{T} \tau$

$$a_k^1 = \frac{1 + \cos \pi \alpha}{1 - \alpha^2}; \quad b_k^1 = \frac{\sin \pi \alpha}{1 - \alpha^2}.$$

Визначимо, де ці коефіцієнти стануть малими: $\alpha = \left\{ \frac{2\tau}{T} \rightarrow \infty \right\}$.

Сучасні проблеми та технології аграрного сектору України

При $\alpha = 0 \Rightarrow a_k^1 = 2; b_k^1 = 0$; при $\alpha = 1 \Rightarrow a_k^1 = \frac{0}{0}; b_k^1 = \frac{0}{0}$;

Розкриємо невизначеності типу $\frac{0}{0}$ за правилом Лопіталя, взявши похідні:

$$a_k^1(1) = \frac{-\pi \sin \pi \alpha}{2\alpha} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\sin \pi \alpha}{\alpha} = 0,$$

$$b_k^1(1) = \frac{\pi \cos \pi \alpha}{-2\alpha} = \frac{\pi}{2}.$$

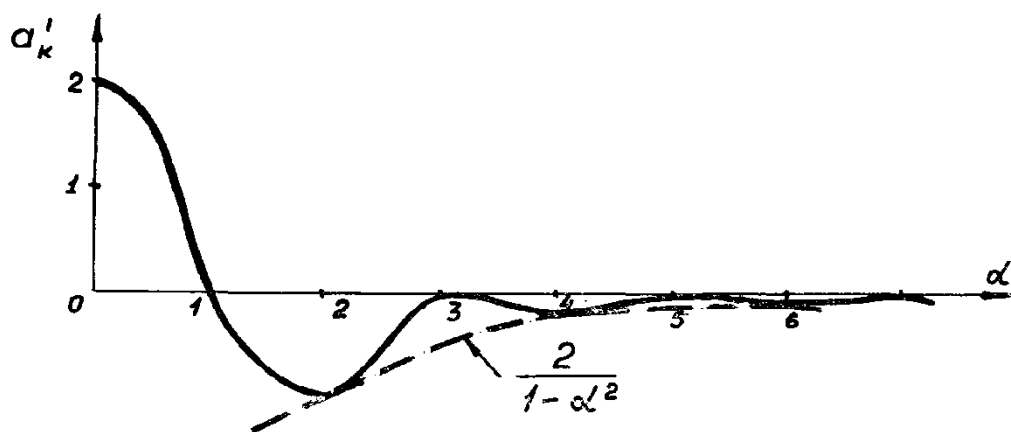


Рис.3. Характер убунання коефіцієнта a_k .

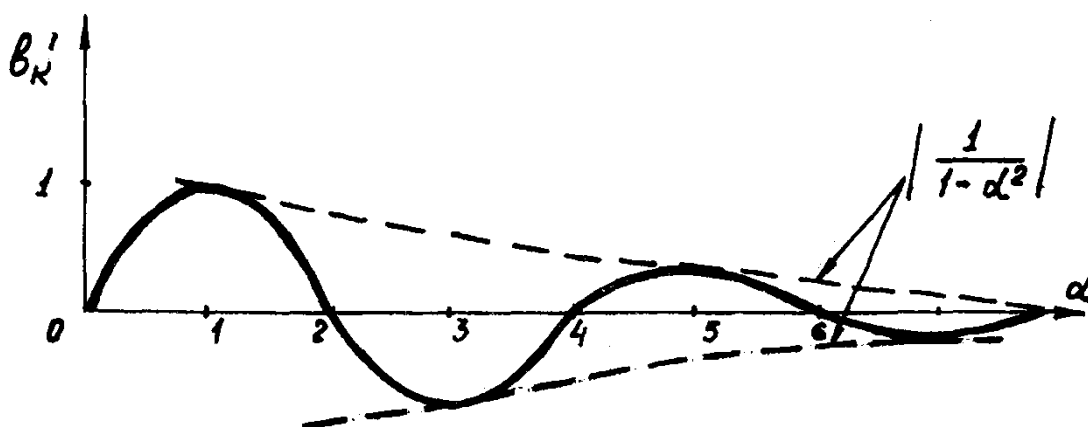


Рис. 4. Характер убунання коефіцієнта b_k .

Як можна побачити (рис. 3 та 4), убування величини амплітуд членів a_k^1 пропорційне $\frac{2}{1-\alpha^2}$, а для членів b_k^1 пропорційне $\left(\frac{1}{1-\alpha^2}\right)$.

Якщо прийняти точність до 10%, тобто

$$\frac{1}{1-\alpha^2} \cong \frac{1}{\alpha^2} = 0,1. \text{ Тоді } \alpha = 3,16. \text{ Звідси } k = \frac{\alpha T}{2\tau} \approx 8, \text{ де } \frac{T}{\tau} = 5.$$

Таким чином, число кратних гармонік, які потрібно взяти при заданій точності, повинне бути не менше восьми.

Таким чином, зовнішній момент M_2 на подрібнювачі має вигляд

$$M_2 = 2 \frac{A}{\pi} \cdot \frac{\tau}{T} + 2 \frac{A}{\pi} \cdot \frac{\tau}{T} \sum_{k=1}^{k=8} \frac{1}{1 - \left(2k \frac{\tau}{T}\right)^2} \times \quad (29)$$

$$\times \left[\left(1 + \cos \frac{2\pi}{T} k \tau\right) \cos k \frac{2\pi}{T} t + \sin k \frac{2\pi}{T} \tau \sin \frac{2\pi}{T} t \right],$$

де A – середня стала складова моменту.

Беручи до уваги вид функцій моментів зовнішніх сил та враховуючи принцип суперпозиції для лінійних систем, знаходимо частинні розв'язки диференціальних рівнянь для постійних складових моментів, потім для кожної з гармонік змінних складових з наступним додаванням отриманих результатів.

Для обчислення відгуків на гармонічні складові моментів, визначимо коефіцієнти передачі $K_n(\lambda_j)$, приймаючи замість λ відповідні значення парціальних частот крутного моменту M_3 та кожної з кратних гармонік розкладеного в ряд Фур'є крутного моменту M_2 .

Виконавши розрахунок реакції системи на момент M_3 і кожен гармонійну складову ряду Фур'є моменту M_2 , отримаємо частинні розв'язки диференціальних рівнянь для шуканих величин згідно

$$\vec{Y}_1 = \begin{pmatrix} M_{10}(t) \\ M_{20}(t) \\ M_{30}(t) \\ \omega_1(t) \end{pmatrix} = M_2^0 e^{\lambda_2 t} \begin{pmatrix} K_1(\lambda_K) \\ K_2(\lambda_K) \\ K_3(\lambda_K) \\ K_\omega(\lambda_K) \end{pmatrix} + M_3^0 e^{\lambda_3 t} \begin{pmatrix} K_1(\lambda_3) \\ K_2(\lambda_3) \\ K_3(\lambda_3) \\ K_\omega(\lambda_3) \end{pmatrix}. \quad (30)$$

Висновки. За допомогою спеціального приладу та реєстраційного пристрою отримані діаграми сил різання стебел кукурудзи, що дозволили встановити, що їх криві з достатнім наближенням можуть бути апроксимовані синусоїдальною півхвилею.

Враховуючі реальну конструкцію ротора подрібнювача та приймаючи до уваги технологічну схему роботи апарату, приходимо до висновку, що зовнішнє навантаження при подрібненні має імпульсний характер. Тривалість синусоїдального імпульсу τ в 5...6 разів (в залежності від товщини перероблюваного матеріалу) менше періоду його повторення T . В цілях використання принципу суперпозиції лінійних систем синусоїдальний імпульс необхідно розкласти в гармонічний ряд Фур'є на довжину всього періоду T .

Список використаних джерел

1. Кожевников С.Н. Динамика неустановившихся процессов в машинах. К: Наукова думка, 1983. – 288 с.
2. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. М: Физматгиз, 1986. – 544 с.

АППАРАТ ФУРЬЕ В ИССЛЕДОВАНИИ МАШИН

Аннотация. Показана роль практического анализа, основанного на преобразованиях Фурье, для исследования динамики трансмиссии сложных аграрных машин типа комбайнов. Рассмотрен колебательный процесс, возникающий в валопроводах (механизмах) в результате резкой подачи технологического материала, который часто приводит к критическим ситуациям с перегрузкой деталей, и, как следствие, к поломкам.

Сучасні проблеми та технології аграрного сектору України

Ключевые слова: *динамическое исследование, механическая система, расчетно-экспериментальный способ, центр разветвления.*

FURIER MACHINE IN THE MACHINE RESEARCH

Abstract. *The role of practical analysis based on Fourier transforms to study the dynamics of transmission of complex agricultural machines such as combines is shown. The oscillation process that occurs in the shafts (mechanisms) as a result of a sharp feed of technological material, which often leads to critical situations with overloading of parts, and, as a consequence, breakdown, is considered.*

Keywords: *dynamic research, mechanical system, calculation and experimental method, branching center.*