

## ДИНАМІЧНИЙ МЕТОД ОЦІНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Лебедєв А.Т., д.т.н., Артёмов М.П., к.т.н.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Обґрунтовано динамічний метод оцінки тракторного агрегату, що забезпечує максимальне наближення квадратичної інтегральної оцінки реального перехідного процесу до еталонної моделі при відхиленні параметру стану.*

**Вступ.** Працездатність тракторних агрегатів передбачає оцінку та можливість виконувати задані функції, що відповідають вимогам нормативно-технічної документації. Розв'язання даного питання особливо актуальне для України, енергонасиченість господарств якої тракторами (потужність тракторних двигунів на 100 га орної землі) у 3...5 разів менша ніж у передових країн.

**Аналіз останніх досліджень.** Основою ефективної експлуатації тракторних агрегатів є забезпечення працездатності тракторів в цілому, до функціональних параметрів яких при оцінці їх працездатності віднесені тягово-енергетичні властивості, динамічні показники, агрегатованість і т.д. [1,2]. При цьому працездатність розглядається у взаємозв'язку з технічним станом елементів тракторів, що визначається при діагностуванні та базується, в основному, на динамометрируванні та тензометрируванні тягових зусиль, крутних моментів і т.д. [3]. Наведені методи відрізняються підвищеною трудомісткістю, а для деяких систем трактора, наприклад гідроприводу рульового керування, трансмісії і т.д., застосування ускладнене. Для даних систем при оцінці працездатності, ефективні методи аналізу їх динамічних характеристик[4].

**Мета досліджень** передбачає обґрунтування динамічного методу оцінки працездатності тракторних агрегатів, який базується на аналізі його перехідних процесів при неусталеному режимі роботи.

**Результати досліджень.** Тракторні агрегати відносяться до динамічних систем, математичні моделі яких відображають взаємозв'язок між вихідними і вхідними впливами, їх похідними і інтегралами[5]. Динамічні властивості тракторних агрегатів суттєво залежать від параметрів основних елементів (деталей, агрегатів і т.д.), контроль технічного стану яких може бути виконаний шляхом аналізу їх динамічних характеристик. Відомо[5,6], що динамічні властивості тракторних агрегатів оцінюються аперіодичними, коливальними сполученнями аперіодичної і інерційної ланки і т.д.

При цьому оцінюючи поступальний рух тракторного агрегату відзначено суттєві зміни коефіцієнтів диференційного рівняння (постійна часу, коефіцієнти

посилення і т.д.) від швидкості руху агрегату, технічного стану складових елементів і т.д.

При розв'язанні практичних задач підвищення працездатності тракторних агрегатів важливе значення має забезпечення стабільності показників якості перехідного процесу. В цьому випадку критерій працездатності можна записати у вигляді [7]

$$I = LF[\beta(t, h)]; \quad t \in [t_0, t_s], \quad (1)$$

де:  $L$  – лінійний оператор,

$F$  – позитивно визначена функція,

$\beta$  – вектор відхилення параметру стану, що визначається як різниця між дійсним ( $S$ ) та номінальним ( $S_H$ ) векторами стану,

$h_i=(h_1, \dots, h_m)$  –  $m$ -мірний вектор параметрів, що регулюються при технічному обслуговуванні тракторного агрегату.

Зазвичай працездатність тракторного агрегату відновлюється при технічному обслуговуванні і ремонті його складових елементів. Якщо при цьому працездатність досягається шляхом виконання регулювальних робіт, то можливо стверджувати, що  $h_i$ -вектор буде оптимальним, якщо забезпечується мінімальність критерію (1) за параметрами регулювання

$$I_{\min} = I_{\min} [\beta(t, h)] \quad (2)$$

і виконуються динамічні зв'язки та обмеження

$$\left. \begin{aligned} x(t) &= f_x [z(t), x(t - \tau), u(t), S] t \in [t_0, t_s]; \\ u(t) &= f_u [x(t), x(t - \tau), h]; \\ y(t) &= f_y [x(t), x(t - \tau)]; \\ x(t) &= \varphi(t), t \in [t_0 - \tau, t_0]; \\ x \in D_x, S \in D_s, h \in D_n, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де  $x_i=(x_1, \dots, x_n)$   $n$ -мірний вектор координат стану;

$y_i=(y_1, \dots, y_h)$   $h$ -мірний вектор вихідних координат;

$S_i=(S_1, \dots, S_e)$   $e$ -мірний вектор параметрів стану;

$Z_i=(Z_1, \dots, Z_s)$   $s$ -мірний вектор збурюючі впливів;

$U_i=(u_1, \dots, u_r)$   $r$ -мірний вектор керуючих впливів;

$D_x, D_s, D_n$  – замкнені множини відповідно у  $h, t, m$ -мірних векторних просторах;

$\varphi(t)$  – задана початкова неперервна функція часу;

$f_x, f_u, f_y$  – нелінійні гладкі неперервні функції своїх аргументів.

При відновленні працездатності тракторного агрегату за динамічними параметрами, наприклад по забезпеченню його стійкого руху під час гону, розв'язується задача забезпечення номінальних параметрів перехідного процесу

при обуреннях. В цьому випадку критерій працездатності записується у вигляді:

$$I_s = \int_{t_0}^{t_f} F[\beta(t, h), a_s(t)] dt, \quad (4)$$

де  $a_s(t)$  – акцентуючі функції, призначення яких акцентувати відхилення параметру стану  $S$ . Нехай  $\beta$  характеризує відхилення параметру стану від номінального значення. У цьому випадку перехідний процес для тракторного агрегату з номінальними параметрами технічного стану ( $\beta=0$ ) буде  $y_{\Sigma}=y(t, 0)$ , а реальним ( $\beta \neq 0$ ) -  $y_n = y(t, \beta)$ . Для малих змін характеристика перехідного процесу  $y_n$  може бути розкладена у ряд Тейлора

$$y(t, \beta) = y(t, 0) + \left[ \frac{\partial y(t, \beta)}{\partial \beta} \right]_{\beta=0} \cdot \beta + \left[ \frac{\partial^2 y(t, \beta)}{\partial \beta^2} \right]_{\beta=0} \cdot \frac{\beta^2}{2} + \dots \quad (5)$$

Коефіцієнти  $\beta, \beta^2$  у рівнянні (5) є функцією чуттєвості перехідної характеристики, яка для тракторного агрегату як для системи з постійними параметрами може бути оцінена передаточною функцією  $W(p, \beta)$ , що зв'язує вихідний сигнал  $y(t, \beta)$  з вхідним  $\varphi(t)$ :

$$y(t, \beta) = L^{-1} \{ W(p, \beta) Y(p) \}, \quad (6)$$

де  $L^{-1}$  – символ зворотного перетворення Лапласа,  $Y(p)$  – функція характеризує стійкість перехідного процесу з розташуванням всіх полюсів і нулів в лівій полуплощині.

Продиференціюємо рівняння (6) по  $\beta$   $n$  – разів та прирівняємо результат до нуля

$$\left[ \frac{\partial^n y(t, \beta)}{\partial \beta^n} \right]_{\beta=0} = \left\{ \left[ \frac{\partial W(p, \beta)}{\partial \beta^n} \right]_{\beta=0} Y(p) \right\} n = 1, 2. \quad (7)$$

При  $\beta=0$  справедливо  $W(p, 0)Y(p, 0)=X(p, 0)$ , а для  $n=1$  рівняння (7) записуємо у вигляді

$$\left[ \frac{\partial y(t, \beta)}{\partial \beta} \right]_{\beta=0} = L^{-1} \left\{ \left[ \frac{\partial \ln W(S, \beta)}{\partial \beta} \right]_{\beta=0} X(p, 0) \right\}. \quad (8)$$

При вивченні функції чутливості по рівнянню (7) практичний інтерес

представляє випадок в основному при  $t > 0$ , оскільки при  $t = 0$  рішення являє початкові умови, які, як правило, задаються заздалегідь. У цьому випадку для лінійної системи з постійними параметрами передавальна функція тракторного агрегату при відхиленні параметру стану буде

$$W(P, \beta) = \frac{L_0(P) + L_1(P, \beta)}{M_0(P) + M_1(P, \beta)}, \quad (9)$$

де  $L_0(P), L_1(P, \beta), M_0(P), M_1(P, \beta)$  – поліноми зі змінною  $P$ .

При відхиленні  $\beta$  параметру стану реального тракторного агрегату з перехідною характеристикою  $y_n = y(t, \beta)$  важливо оцінити технічний стан його елементів і системи в цілому по квадратичному інтегральному відхиленню  $y_n = y(t, \beta)$  від  $y_3 = y(t, 0)$ .

Якщо параметр стану  $S$  реального тракторного агрегату відхилюється від номінального значення  $\beta \neq 0$ , то можна стверджувати, що його технічний стан зміниться назад пропорційно інтегральному відхиленню реальної перехідної характеристики  $y_n = y(t, \beta)$  від еталонної  $y_3 = y(t, 0)$ , (рис. 1).

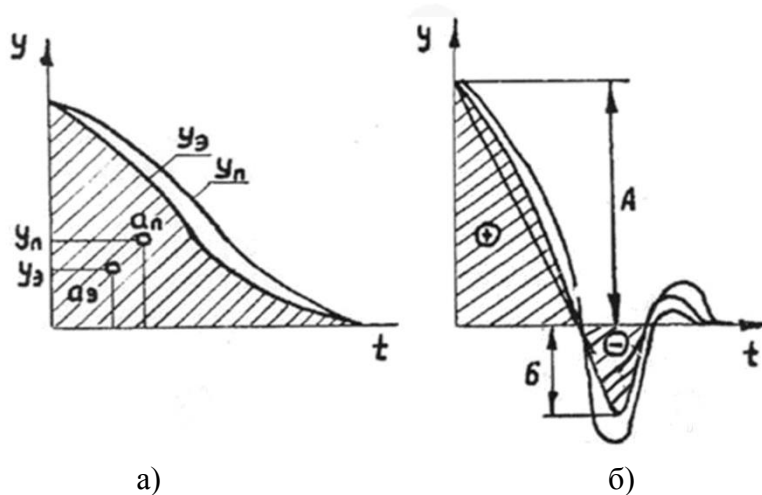


Рис. 1 – Інтегральні оцінки перехідного процесу  $y_n = y(t, \beta)$  та  $y_3 = y(t, 0)$  монотонного (а), коливального (б)

Твердження 1 (параметр стану  $\beta$  для монотонних  $y_n, y_3$ )

Для монотонних  $y_n = y(t, \beta)$  та  $y_3 = y(t, 0)$  відхилення параметру стану  $\beta$ , що характеризує технічний стан тракторного агрегату, визначається величиною та напрямком відхилення центру тяжіння площини  $I_n = \int_0^{\infty} y_n(t) dt$  від площини

$$I_y = \int_0^{\infty} y_y(t) dt.$$

Доказ: Відомо [8], що інтегральні оцінки  $I_n = \int_0^{\infty} y_n(t) dt$  та  $I_y = \int_0^{\infty} y_y(t) dt$  дорівнюють площині перехідного процесу (рис. 1,а) при інтегруванні у межах  $0 < t < \infty$ . Тоді інтегральні оцінки  $I_{no} = \int_0^{\infty} t y_n(t) dt = f(a_n) = f(y_n, t_n)$  та

$$I_{y0} = \int_0^{\infty} t y_y(t) dt = f(a_y) = f(y_y, t_y)$$
 де  $a_n$  та  $a_y$  – центри тяжіння площини фігури

відповідно  $y_n = (t, \beta)$  з координатами  $y_n, t_n$  и  $y_y = (t, 0)$  з координатами  $y_y, t_y$ , будуть характеризувати моменти площини перехідного процесу  $y_n$  та  $y_y$  відносно початку координат. В цьому випадку оскільки  $\beta$  характеризує відхилення  $y_n = (t, \beta)$  від  $y_y = (t, 0)$  то відношення  $\frac{I_{no}}{I_{y0}} = \frac{f(a_n)}{f(a_y)} = \frac{f(y_n, t_n)}{f(y_y, t_y)}$  буде характеризувати відхилення параметру стану  $\beta$ , тобто технічний стан тракторного агрегату.

Твердження 1 дозволяє оцінити відхилення параметру стану  $\beta$  тракторного агрегату від номінальних значень з монотипними процесами  $y_n = (t, \beta)$  та  $y_y = (t, 0)$ , наприклад описаних рівнянням ланок першого порядку з передаточними функціями: інерційне –  $W(p) = K/(1+pT)$ , форсуюче –  $W(p) = K/(1+pT)$ , інерційно-диференціююче –  $W(p) = Kp/(1+pT)$ , інерційно-форсуюче  $W(p) = \frac{K(1+pT_1)}{(1+pT_2)}$ . У ланках першого порядку коефіцієнт посилення  $K$

і сталі часу  $T_1$  та  $T_2$  характеризуються лінійними інтегральними оцінками, які вираховуються при диференціюванні зображення  $y_n(t)$  по комплексному параметру  $p$

$$\frac{d^2}{dp^2} Y(p) = \frac{d^2}{dp^2} \int_0^{\infty} y_n(t) e^{-pt} dt = \int_0^{\infty} (-1)^e t^e y_n(t) e^{-pt} dt = (-1)^e L\{t^e y_n(t)\},$$

де  $Y(p)$  – зображення  $y_n(t)$ ,  $e = 2, 3, \dots$  – моменти порядку функції  $y_n(t)$ .

У відповідності з теоремою про граничне значення визначимо площину

$$I_{0e} = \int_0^{\infty} t^e y_n(t) dt = (-1)^e \lim_{dp^2} \frac{d^2}{dp^2} Y(p) \quad (10)$$

Зі зміною технічного стану тракторного агрегату центр тяжіння реальної перехідної характеристики ( $a_n$ ) зміщується від центру тяжіння еталонної моделі ( $a_y$ ) на деяку величину  $l_{a1}, l_{a2}, \dots, l_{an}$ . Наприклад, при оцінці тракторного агрегату на орних роботах по критерію стійкості його руху на гоні розглядується

поєднання монотонних перехідних процесів відхилення напрямку руху від заданої траєкторії і повернення його на необхідну траєкторію (рис. 2)

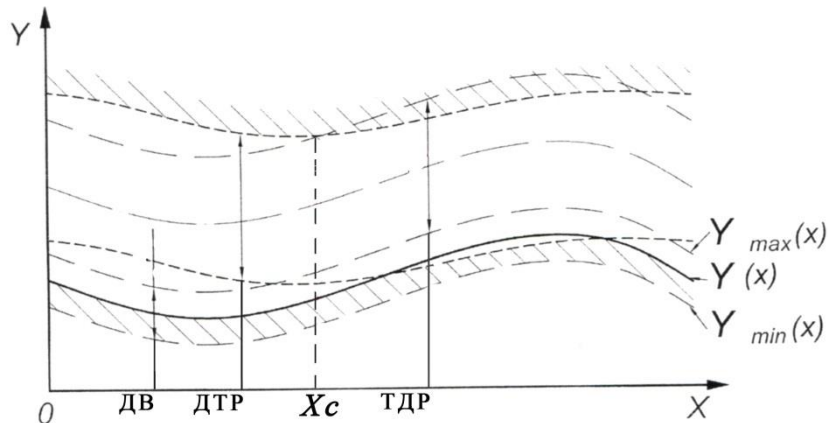


Рис. 2 – Схема відхилення (Y) напрямку руху тракторного агрегату на гоні (x):

ДО – дозволене відхилення; ДТД, ТДД-траєкторія руху дійсна та дозволена; Xc – довжина гону, при якій відбувається звалювання в борозну

При виконанні колісним трактором орних робіт відстань між кромкою борозни попереднього проходу і колесом повинна бути не менше 200 мм ( $y = 0,2$  м). Дійсна агротехнічна вимога для трактора ХТЗ-17224 при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35 виконується при оранці на глибину 25...27 см і швидкості руху  $V=8,5$  км/год на довжині гону  $X_n=17,3$  м при коефіцієнті витoku робочої рідини у гідрооб'ємному рульовому керуванні  $K_{yn}=5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с (номінальний технічний стан) та  $X_n=15,2$  м при  $K_{yn}=5 \cdot 10^{-7}$  м<sup>3</sup>/с (граничний технічний стан).

Повернення тракторного агрегату на початкову траєкторію при  $K_{yn}=5 \cdot 10^{-9}$  м<sup>3</sup>/с виконується за час  $t_n=7,0$  с, при  $K_{yn}=5 \cdot 10^{-7}$  м<sup>3</sup>/с – за  $t_n=9,0$  с. (рис. 3)

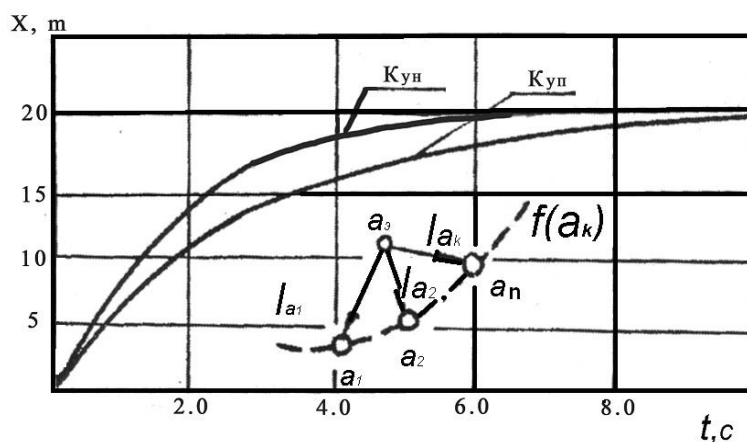


Рис. 3 – Перехідний процес (t) повернення на довжині гону (x) агрегату ХТЗ-17224+ПЛН-5-35 на початкову траєкторію в залежності від витоків рідини (Ку) у гідроприводі рульового керування:  $a_3, a_n$  – центри тяжіння перехідної характеристики еталонної ( $K_{yn}=5 \cdot 10^{-9}$  м<sup>3</sup>/с) і реальної ( $K_{yn}=5 \cdot 10^{-7}$  м<sup>3</sup>/с)

Зі зміною технічного стану гідроагрегатів рульового керування трактора центр тяжіння реальної перехідної характеристики ( $a_n$ ) зміщується від центру тяжіння еталонної моделі ( $a_s$ ) на деяку величину  $l_{a1}, l_{a2}, \dots, l_{an}$ . Наприклад, для перехідного процесу повернення тракторного агрегату на вихідну траєкторію руху при номінальному технічному стані рульового керування (еталонна модель) центр тяжіння інтегральної оцінки перехідного процесу характеризується параметрами  $a_s-x = 12\text{м}, t = 4,4\text{с}$  (рис. 3). При підвищенні викання робочої рідини у гідроприводі рульового керування до гранично допустимого значення параметри центру тяжіння мають нові значення  $a_s-x = 10\text{м}, t = 6,0\text{с}$ . При оцінці працездатності тракторного агрегату і його елементів, динамічні якості яких характеризуються монотонним перехідним процесом, необхідно при ремонті і технічному обслуговуванні забезпечити мінімальне відхилення центру тяжіння реального перехідного процесу від еталонного. Наприклад для забезпечення працездатності тракторного агрегату по стійкості руху під час гону необхідно виконати першочергові операції по технічному обслуговуванню гідроприводу рульового керування трактора.

Під час оцінки працездатності тракторного агрегату за тяговим властивостям трактора приймається до уваги коливальний характер перехідного процесу зміни тягового зусилля трактору під час його розгону (рис. 4)

$P_T$   
H

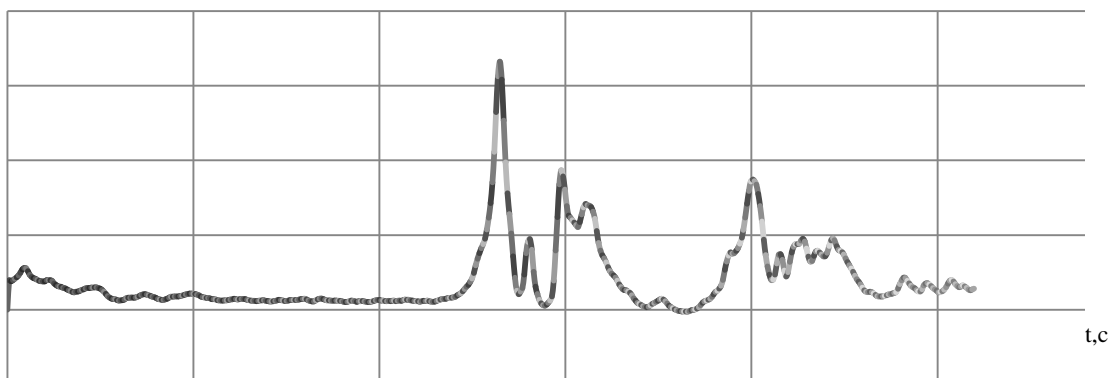


Рис.4. Графік зміни тягового зусилля  $P_m$  під час розгону трактору МТЗ-80 з культиватором КЛД-2,0 у транспортному положенні.

У даному випадку лінійна інтегральна оцінка (10) неприйнятна для оцінки параметру стану тракторного агрегату, який має коливальний перехідний процес, так як лінійна оцінка, що визначається сумою площин над (+) та під (-) віссю абсцис (див рис. 1,б) може бути малою при слабкому затуханні і великому перерегулюванні.

Для оцінки стану тракторного агрегату з коливальним перехідним процесом розглянемо лінійний інтегральний критерій перехідного процесу.

$$I_0 = \int_0^{\infty} y_n(t) dt \quad (11)$$

сумісно

$$I_1 = \int_0^{\infty} \exp\left\{-\frac{t}{k_1 I_0}\right\} y(t) dt; \quad (12)$$

$$I_2 = \int_0^{\infty} \exp\left\{-\frac{t}{k_2 I_0}\right\} y(t) dt; \quad (13)$$

де  $K_1$  та  $K_2$  – додатні коефіцієнти

Інтегралі (11)-(13) – рівні площинам (див. рис. 1,б) обмеженими підінтегральними функціями та осями координат, причому в інтегральній оцінці (13) усі наступні  $y_n(t)$  мають велику питому вагу, а у (12) – меншу. Оцінку параметрів стану системи за перехідними процесами виконують по відносним площинам

$$j_1 = \frac{I_1}{I_0}; \quad j_2 = \frac{I_2}{I_0}, \quad (14)$$

які характеризують відносне збільшення  $j_1$  і зменшення  $j_2$  площини перехідного процесу  $I_1, I_2$  від  $I_0$ .

Інтегралі  $I_0, I_1$  та  $I_2$  є лапласовими зображеннями  $y(p)$  при фіксованих значеннях

$$I_0 = (p - 0); I_1 = y\left(p = \frac{1}{k_1 I_0}\right); I_2 = y\left(p = -\frac{1}{k_2 I_0}\right) \quad (15)$$

Функціонали  $j_1$  та  $j_2$  легко отримати у загальному вигляді через передатну функцію  $W(p)$  тракторного агрегату: при  $y(t)=I(t)$  зображення вихідної величини  $Y(p)=W(p)Y(p)=W(p) \cdot p$ , а усталене значення вихідної величини  $Y(t=\infty)=pY(p)=W(p=0)$ . У цьому випадку справедливо

$$y(p) = \frac{1}{p} \left[ 1 - \frac{W(p)}{W(p=0)} \right]. \quad (16)$$

**Твердження 2** (параметр стану  $\beta$  для коливальних  $y_n, y_a$ ).

При коливальних  $y_n=y(t, \beta)$  та  $y_a=y(t, 0)$  відхилення параметра стану  $\beta$ , що характеризує технічний стан тракторного агрегату прагне до нуля ( $\beta \rightarrow 0$ )

$$\{j_1\}_{K=0,5} = \frac{\{I_1\}_{K1=0,5}}{I_0} = 0,4; \{j_2\}_{K2=0,5} = \frac{\{I_2\}_{K2=0,5}}{I_0} = \infty \quad (17)$$

**Доказ** Припустимо тракторний агрегат має коливальний перехідний процес  $y_3=(t,0)$  другого порядку з передатною функцією  $W_3(p)=K/(T^2 p^2 + 2\xi_3 T p + 1)$ , де  $K, T$  - коефіцієнт посилення і стала часу тракторного агрегату,  $\xi_3$  - коефіцієнт демпфування.



Для еталонної  $y_3=(t, 0)$  зображення перехідної функції по (16) має вигляд  $y_3(t) = \frac{T^2 P + 2\xi_3 T}{T^2 p^2 + 2\xi_3 T_{p+1}}$ , а лінійні інтегральні характеристики

$$I_{0_3} = 2\xi_3 T; T = \frac{m_1(4\xi_3^2 K_1 + 1)}{1 + 4\xi_3^2 K_1(1 + K_1)} \quad (18)$$

Функціонал  $I_3$  при фіксованому значенні  $K_1$  з приростом  $\xi_3$  монотонно збуває, а при значеннях  $K_1=K_2=0,5$ ,  $\xi_3=0,7$  по (17) приймає значення  $\{j_3\}K_1=K_2=0,5=0,4$ . (рис. 4) В цьому випадку при  $I_{2_3}=\infty$  та  $j_1=j_{2_3}$ ,  $j_2=j_{2_3}$  отримаємо

$$\{j_1\}_{K_1=0,5} = \frac{\{I_1\}_{K_1=0,5}}{I_0} = 0,4; \{j_2\}_{K_1=0,5} = \frac{\{I_2\}_{K_2=0,5}}{I_0} = \infty,$$

тобто  $y_n=y(t, \beta)$  ідентичний  $y_3=(t, 0)$ , а значить  $\beta=0$ , (рис. 4)

У якості прикладу за твердженням 2 визначимо параметри коливального перехідного процесу  $y_n=y(t, \beta)$  руху тракторного агрегату [5], при якому даний процес буде ідентичний еталонному  $y_3=y(t, 0)$ , тобто  $\beta=0$ . Наприклад, для тракторного агрегату з передаточною функцією  $W(p)=K/(p^3+Ap^2+Bp+1)$  необхідно визначити параметри  $A$  і  $B$ , при яких  $y_n=y(t, \beta)$  буде ідентична  $y_3=y(t, 0)$  з коефіцієнтом затухання  $0,7 < \xi_3 < 1,0$ .

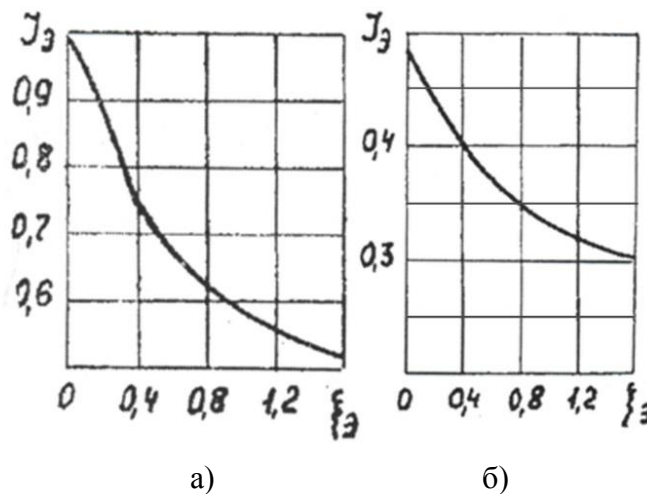


Рис. 4 – Залежність  $I_3=f(\xi_3)$  для коливального перехідного процесу тракторного агрегату при  $K_1=1(a)$  та  $K=0,5(b)$

Для даної системи перехідна складова за формулою (16) прийме вигляд

$$y(p) = \frac{1}{p} \left( 1 - \frac{W(p)}{k} \right) = \frac{P^2 + Ap + B}{p^3 + Ap + Bp + 1},$$

а інтегральні  $I_0, I_1$  та  $I_2$  оцінки параметру стану системи по (11)-(13)  $I_0=y(p=0)=b$ ;

$$I_1 = y \left( p = \frac{1}{K_1 I_0} = \frac{2}{b} \right) = b \frac{4 + 2AB + B^3}{8 + 4AB + 3B^3};$$

$$I_2 = y \left( p = -\frac{1}{K_2 I_0} = -\frac{2}{b} \right) = b \frac{4 - 2AB + B^3}{-8 + 4AB - B^3}.$$

Оціночні критерії порівняння коливальних перехідних процесів  $y_n=y(t, \beta)$  та  $y_0=y(t, 0)$  за формулою (14) запишемо у вигляді

$$j_1 = \frac{4 + 2AB + B^3}{8 + 4AB + 3B^3} = 0,4; j_2 = \frac{4 - 2AB + B^3}{-8 + 4AB - B^3} = \infty,$$

за якими отримаємо

$$A = \frac{B^2}{2} - \frac{2}{B}; A = \frac{B^2}{4} + \frac{2}{B}; \quad (19)$$

$$A=2,4 \quad B=2,5.$$

Таким чином, якщо для  $y_n=y(t, \beta)$  параметри  $A=2,4$  та  $B=2,5$ , то можливо стверджувати, що перехідний процес тракторного агрегату, що розглядаємо,  $y_n$  ідентичний еталонній моделі  $y_0$ . В подальшому, встановлюючи співвідношення між параметрами  $A, B$  та  $\beta$ , можна визначити за параметрами  $A, B$  відхилення параметра стану  $\beta$  від еталонної перехідної характеристики.

## Висновок

Інтегральний критерій працездатності тракторного агрегату дозволяє забезпечити при технічному обслуговуванні шляхом вибору  $h_i=(h_1, \dots, h_m)$  –  $m$ -мірного вектору параметрів, що регулюються, максимальне наближення квадратичної інтегральної оцінки реального перехідного процесу при відхиленні параметра стану  $\beta$  до еталонної моделі.

Працездатність тракторного агрегату при зміні його технічного стану оцінюється величиною і напрямком відхилення центру тяжіння реального перехідного процесу від еталонної моделі.

## Список використаних джерел

1. ГОСТ 4.40-84. Тракторы сельскохозяйственные. Номенклатура показателей. Введ. 01.06.2003. – 9с
2. Агеев Л. Е. Основы расчета оптимальных и допустимых режимов работы машинно-тракторных агрегатов [Текст] / Л. Е. Агеев – Л.: Колос, 1978. – 290с.
3. Аллелуев В. А. Техническая эксплуатация машинно-тракторного парка [Текст] / В. А. Аллелуев, А. Д. Ананьин, В. М. Михалин. – М.: Агропромиздат, 1991. – 367 с.
4. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин [Текст] / Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А., Лебедев А.Т., Перегон

- В.А., Самородов В.Б., Туренко А.Н. – Харьков: Из-во ХГАТУ, 2001. – 624 с.
5. *Лебедев А.Т. Оцінка працездатності трактора по змінних параметрах стану [Текст] / А.Т. Лебедев, Н.П. Артёмов. // Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник ХНТУСГ – Харків.: ХНТУСГ, 2009. – Випуск 89. – С. 11 – 26.*
  6. *Коденко М.Н. Автоматизация тракторных агрегатов. [Текст] / М.Н. Коденко, А.Т. Лебедев. –М.: Машиностроение, 1969. – 196с.*
  7. *Костюк В. И. Автоматическая параметрическая оптимизация систем регулирования [Текст] / В. И. Костюк, Л. А. Широков. – М.: Энергоиздат, 1969. – 96с.*
  8. *Фельдбаум А. А. Методы теории автоматического управления [Текст] / А. А.Фельдбаум, А. Г. Бутковский; – М.: Наука, 1971, –722с.*

#### **Анотация**

### **ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД ОЦЕНКИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА**

Лебедев А.Т., Артёмов М.П.

*Обосновано динамический метод оценки тракторного агрегата, который обеспечивает максимальное приближение квадратичной интегральной оценки реального переходного процесса к эталонной модели при отклонениях параметра состояния.*

#### **Abstract**

### **DYNAMIC METHOD OF ASSESSING DISABILITY TRACTOR UNIT**

A. Lebedev, N. Artemov

*Grounded dynamic method for assessing the tractor unit, which provides maximum approximation quadratic integral evaluation of real transition to the standard model with deviation parameter condition.*