

## ВПЛИВ ЗМІНИ ПАРАМЕТРУ РЕГУЛЮВАННЯ ГІДРОМАШИНИ В ПРОЦЕСІ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАКТОРА З БЕЗСТУПІНЧАСТОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

Самородов В. Б., Кожушко А. П., Пелипенко Є. С.

### 1. Вступ

Сьогодні в світовому тракторобудуванні спостерігається тенденція в застосуванні безступінчастих трансмісій замість механічних ступінчастих. Серед безступінчастих трансмісій найбільш затребуваними є трансмісії з варіатором, гідрооб'ємно-механічні та електромеханічні трансмісії.

Особливо розповсюдженої для колісних тракторів є, безумовно, безступінчата двопотокова гідрооб'ємно-механічна трансмісія (ГОМТ). Сьогодні на світовому ринку присутні такі моделі тракторів з ГОМТ, як John Deere, Case IH, John Deere, Fendt, Massey Ferguson [1–5]. Що стосується українського ринку, то в серійному виробництві є моделі, які виконані спільними зусиллями науковців Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» та АТ «Харківський тракторний завод» (Україна) – ХТЗ-21021, ХТЗ-240К з ГОМТ-1С.

Важливим чинником, який впливає на роботу колісного трактора з ГОМТ при виконанні транспортних робіт є керування трактора (тобто зміна параметру регулювання гідромашини гідрооб'ємної передачі (ГОП)). Адже, відомо, що на етапі гальмування важливим чинником є час гальмування та гальмівний шлях, які і характеризують безпеку руху трактора, тому дослідження впливу форми зміни параметрів регулювання гідромашини при гальмуванні є актуальною проблемою.

### 2. Об'єкт дослідження та його технологічний аудит

Об'єктом даного дослідження є процес гальмування колісного трактора ХТЗ-21021, який оснащено безступінчастою ГОМТ-1С (рис. 1).



Рис. 1. 3-D зображення перспективної ГОМТ-1С

В ході використання штатної гальмівної системи процес гальмування відбувається шляхом натиснення на педалі «гальма» та «зчеплення», яке кінематично розриває зв'язок (за рахунок «зчеплення») між гідромотором та сонячною шестернею диференціального механізму. У випадку гальмування тільки за рахунок зміни параметру регулювання гідромашини цей кінематичний зв'язок зберігається. Особливої уваги слід надати питанню дослідження форми зміни параметру регулювання ГОП (як правило це параметр регулювання гідромашини) від часу, що може суттєво вплинути на ефективність гальмування.

### **3. Мета та задачі дослідження**

*Метою роботи є* теоретичне дослідження процесу гальмування шляхом використання гіпотези щодо випукло-вигнутою форми зміни параметру регулювання гідромашин, на прикладі моделювання динамічної моделі колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ. Для досягання окресленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Навести динамічну модель колісного трактора ХТЗ-21021 з описом двигуна, ГОМТ, а також взаємодії коліс з опорною поверхнею.
2. Порівняти результати в процесі гальмування трактора, використовуючи лінійну форму з випукло-вигнутою формою зміни параметру регулювання гідромашин.

### **4. Дослідження існуючих рішень проблеми**

Аналізуючи наукову літературу встановлено декілька напрямків досліджень, що пов'язані з дослідженням процесів, які протікають в ГОМТ:

- загальні тенденції розвитку тракторобудування з ГОМТ [1–5];
- збільшення ефективності роботи ГОМТ [6–11];
- наведення гіпотези щодо ефективного розгону та гальмування мобільних машин (зокрема, тракторів) [12–15].

В роботі [6] автори пропонують збільшити ефективність ГОМТ за рахунок додавання повітряної турбіни, як привід гідравлічного насоса, що дозволить збільшити ефективність на 17 %. Проте такий інноваційний підхід ще не апробований для ГОМТ в складі колісного трактора.

В матеріалах [7] досліджується оптимальне керування балансом ефективності між двигуном внутрішнього згоряння та ГОП. Проте автори наголошують на те, що для досягнення оптимального керування необхідно окремо визначати регульовальні характеристики, як гідравлічного насосу, так і гідравлічного мотору.

В роботі [8] визначено, що для ефективної роботи ГОМТ в гідравлічній гілці доцільно використовувати нерегульований гідромотор. Таке твердження автор отримує завдяки дослідженню підбору найвдалішого кута нахилу шайби гідромотору. В процесі підбору отримано, що в деяких випадках, особливо при низьких швидкостях та крутих моментах, гідравлічна система може виробляти більшу ефективність з меншим кутом нахилу шайби гідромотора.

Дослідженню ефективності ГОП в складі землезбиральної машини присвячена праця [9]. В даній роботі автор за допомогою математичного моделювання

та експерименту встановлює ефективність ГОП та керування машиною в цілому при використанні одного та двох гідромоторів. Ототожнюючи дослідження автор наголошує, що на даному етапі досліджень потрібно приділити увагу залежності характеристик втрат від крутного моменту навантаження та параметрів регулювання гідромашин.

В роботі [11] автор досліджує вплив особливих зони ГОП на техніко-економічні показники колісного трактора з безступінчастою ГОМТ.

В роботах [12, 13] автор за допомогою приведення узагальненого рівняння балансу енергії пропонує математичну модель, яка дає близьку до оптимальної функціональну залежність параметру регулювання гідромашини ГОП та часу розгону мобільних машин. В роботі [14] встановлено раціональні зміни параметрів регулювання гідромашин для тракторів з ГОМТ, що працюють з «диференціалом на вході» та «диференціалом на виході». Матеріали даної роботи вирішують таку проблему, як підвищення техніко-економічних показників машинно-тракторного агрегату з ГОМТ при виконанні операції «оранка» в процесі розгону.

В матеріалах [15] автори наводять гіпотезу та експериментально підтверджують її на імітаційному стенді, щодо використання випукло-вигнутої форми зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП в процесі розгону та гальмування мобільних машин з безступінчастими ГОМТ. Суть гіпотези полягає в тому, що при випуклій залежності параметра регулювання ГОМТ від часу (у порівнянні з лінійною залежністю) забезпечується найбільш ефективний розгін машини, а при вигнутій формі – найбільш ефективне гальмування.

Таким чином, результати аналізу дозволяють зробити висновок про доцільність проведення теоретичного дослідження процесу гальмування, використовуючи гіпотезу щодо випукло-вигнутою форми зміни параметру регулювання гідромашин, на прикладі моделювання динамічної моделі колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С.

## **5. Методи дослідження**

В роботі для вирішення диференціальних рівнянь, що описують властивості роботи: двигуна внутрішнього згоряння, ГОМТ, гальмівної системи, а також особливості взаємодії коліс з опорною поверхнею в процесі гальмування, використовується метод Runge-Kutta.

Математичний опис роботи двигуна та ГОМТ-1С, згідно з структурною схемою ГОМТ (рис. 2), має наступний вигляд:



$$\begin{aligned}
& \left\{ \begin{aligned}
& \frac{d\omega_1}{dt} \cdot i_1 - \frac{d\omega_2}{dt} = 0; \quad \frac{d\omega_2}{dt} \cdot i_2 - \frac{d\omega_3}{dt} = 0; \quad \frac{d\omega_3}{dt} - \frac{d\omega_4}{dt} = 0; \\
& e_1 \cdot q_1 \cdot \frac{d\omega_4}{dt} + q_1 \cdot \omega_4 \cdot \frac{de_1}{dt} - e_2 \cdot q_2 \cdot \frac{d\omega_5}{dt} - q_2 \cdot \omega_5 \cdot \frac{de_2}{dt} = \\
& = \left( \frac{K_{1,y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1,y} \cdot |\omega_4|) + \frac{K_{2,y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2,y} \cdot |\omega_5|) \right) \cdot \frac{d(\Delta P)}{dt} + \\
& + \left( \frac{K_{1,y}}{\mu} \cdot C_{1,y} \cdot \frac{d|\omega_4|}{dt} + \frac{K_{2,y}}{\mu} \cdot C_{2,y} \cdot \frac{d|\omega_5|}{dt} \right) \cdot \Delta P + \\
& + \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (|\omega_4| + |\omega_5|) \cdot \frac{d(\Delta P)}{dt} + \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot \left( \frac{d|\omega_4|}{dt} + \frac{d|\omega_5|}{dt} \right) \cdot \Delta P, \\
& \frac{d\omega_5}{dt} - \frac{d\omega_6}{dt} = 0; \quad \frac{d\omega_6}{dt} \cdot i_3 - \frac{d\omega_7}{dt} = 0; \quad \frac{d\omega_7}{dt} \cdot i_4 - \frac{d\omega_8}{dt} = 0; \\
& \frac{d\omega_8}{dt} - k \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + (k-1) \cdot \frac{d\omega_9}{dt} = 0; \\
& \frac{d\omega_{10}}{dt} \cdot i_5 - \frac{d\omega_{12}}{dt} = 0; \quad \frac{d\omega_{11}}{dt} \cdot i_6 - \frac{d\omega_{12}}{dt} = 0; \\
& \frac{d\omega_{13}}{dt} \cdot i_7 - \frac{d\omega_{15}}{dt} = 0; \quad \frac{d\omega_{14}}{dt} \cdot i_8 - \frac{d\omega_{15}}{dt} = 0; \\
& \frac{d\omega_9}{dt} - \frac{d\omega_{10}}{dt} = 0, \quad \frac{d\omega_{12}}{dt} - \frac{d\omega_{14}}{dt} = 0 \text{ (I-Діапазон)}; \\
& \frac{d\omega_9}{dt} - \frac{d\omega_{11}}{dt} = 0, \quad \frac{d\omega_{12}}{dt} - \frac{d\omega_{14}}{dt} = 0 \text{ (II-Діапазон)}; \\
& \frac{d\omega_9}{dt} - \frac{d\omega_{10}}{dt} = 0, \quad \frac{d\omega_{12}}{dt} - \frac{d\omega_{13}}{dt} = 0 \text{ (III-Діапазон)}; \\
& \frac{d\omega_9}{dt} - \frac{d\omega_{11}}{dt} = 0, \quad \frac{d\omega_{12}}{dt} - \frac{d\omega_{13}}{dt} = 0 \text{ (IV-Діапазон)}; \\
& \frac{d\omega_{15}}{dt} \cdot i_9 - \frac{d\omega_{16}}{dt} = 0; \quad \frac{d\omega_{16}}{dt} \cdot i_{10} - \frac{d\omega_{17}}{dt} = 0; \\
& \frac{d\omega_{17}}{dt} \cdot i_{11} - \frac{d\omega_{18}}{dt} = 0; \quad \frac{d\omega_{17}}{dt} \cdot i_{11} - \frac{d\omega_{19}}{dt} = 0; \\
& \frac{d\omega_{15}}{dt} - \frac{d\omega_{20}}{dt} = 0; \quad \frac{d\omega_{20}}{dt} \cdot i_{10} - \frac{d\omega_{21}}{dt} = 0; \\
& \frac{d\omega_{21}}{dt} \cdot i_{11} - \frac{d\omega_{22}}{dt} = 0; \quad \frac{d\omega_{21}}{dt} \cdot i_{11} - \frac{d\omega_{23}}{dt} = 0,
\end{aligned} \right.
\end{aligned}$$

(1)

де  $\frac{d\omega_i}{dt}$  – кутове прискорення ланки;

$i_j$  – передавальне відношення редуктора;

$e_1, e_2$  – параметри регулювання гідромашин ГОП (1 – гідронасос; 2 – гідромотор);

$q_1, q_2$  – максимальна продуктивність гідромашин;

$K_{iy}, C_{iy}$  – коефіцієнти втрат для гідронасоса ( $i=1$ ) і для гідромотора ( $i=2$ );

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості;

$\omega_4, \omega_5$  – кутові швидкості вала гідронасоса та гідромотора;

$\Delta P$  – перепад робочого тиску в ГОП;

$V_{0*}$  – об'єм рідини, що стискається;

$E(g^*)$  – модуль пружності робочої рідини, що залежить від відсотка  $g^*$  газозмісту;

$k$  – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду;

– силові параметри ГОМТ описуються системою наступних рівнянь:

$$\left\{ \begin{aligned}
& J_{dvs} \cdot \frac{dw_{dvs}}{dt} = M_e - M_{0A}; M_{1b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1b})} + i_1 \cdot M_{2a} = 0; \\
& M_{2b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2b})} + i_2 \cdot M_{3a} = 0; M_{3b} + M_{4a} = 0; \\
& M_{4b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_4); M_{5a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_5); \\
& M_{6b} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{6b})} + i_3 \cdot M_{7a} = 0; M_{7b} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{7b})} + i_4 \cdot M_{8a} = 0; M_{5b} + M_{6a} = 0; \\
& M_{8b} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{8b})} + M_{1c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1c})} + M_{9a} = 0; M_{8b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{8b})} + M_{1c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1c})} = 0; \\
& M_{10b} \cdot \eta_5^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{10b})} + i_5 \cdot M_{12a} = 0; M_{11b} \cdot \eta_6^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{11b})} + i_6 \cdot M_{12b} = 0; \\
& M_{13b} \cdot \eta_7^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{13b})} + i_7 \cdot M_{15a} = 0; M_{14b} \cdot \eta_8^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{14b})} + i_8 \cdot M_{15b} = 0; \\
& M_{9b} + M_{10a} = 0, M_{12d} + M_{14a} = 0, M_{9c} = M_{11a} = M_{12c} = M_{13a} \text{ (I-Діапазон)}; \\
& M_{9c} + M_{11a} = 0, M_{12d} + M_{14a} = 0, M_{9b} = M_{10a} = M_{12c} = M_{13a} \text{ (II-Діапазон)}; \\
& M_{9b} + M_{10a} = 0; M_{12c} + M_{13a} = 0; M_{9c} = M_{11a} = M_{12d} = M_{14a} \text{ (III-Діапазон)}; \\
& M_{9c} + M_{11a} = 0, M_{12c} + M_{13a} = 0, M_{9b} = M_{10a} = M_{12d} = M_{14a} \text{ (IV-Діапазон)}; \\
& M_{15c} \cdot \eta_9^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{15c})} + i_9 \cdot M_{16a} = 0; M_{17b} \cdot \eta_{11}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{17b})} + i_{11} \cdot M_{18a} = 0; \\
& M_{17c} \cdot \eta_{11}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{17c})} + i_{11} \cdot M_{19a} = 0; (M_{15d} + M_{20a}) \cdot Y = 0; M_{15d} = 0, Y = 0; \\
& M_{20a} = 0, Y = 0; M_{20b} \cdot \eta_{10}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{20b})} + i_{10} \cdot M_{21a} = 0; M_{21b} \cdot \eta_{11}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{21b})} + i_{10} \cdot M_{22a} = 0; \\
& M_{21c} \cdot \eta_{11}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{21c})} + i_{11} \cdot M_{23a} = 0; M_{1a} + M_{1b} + M_{1c} = 0; \\
& M_{2a} + M_{2b} = 0; M_{3a} + M_{3b} = 0; M_{4a} + M_{4b} = 0; M_{5a} + M_{5b} = 0; \\
& M_{6a} + M_{6b} = 0; M_{7a} + M_{7b} = 0; M_{8a} + M_{8b} = 0; M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} = 0; \\
& M_{10a} + M_{10b} = 0; M_{11a} + M_{11b} = 0; M_{12a} + M_{12b} + M_{12c} + M_{12d} = 0; \\
& M_{13a} + M_{13b} = 0; M_{14a} + M_{14b} = 0; M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} + M_{15d} = 0; \\
& M_{16a} + M_{16b} = 0; M_{17a} + M_{17b} + M_{17c} = 0; M_{18a} + M_{18b} + M_{18c} \cdot T_{r1} = 0; \\
& M_{19a} + M_{19b} + M_{19c} \cdot T_{l1} = 0; M_{20a} + M_{20b} = 0; M_{21a} + M_{21b} + M_{21c} = 0; \\
& M_{22a} + M_{22b} + M_{22c} \cdot T_{r2} = 0; M_{23a} + M_{23b} + M_{23c} \cdot T_{l2} = 0; T_{r1} = T_{r2} = T_{l1} = T_{l2} = 1; \\
& J_{Tr1} \cdot \frac{d\omega_{18}}{dt} = M_{Tr1} - M_{18c}; J_{Tr1} \cdot \frac{d\omega_{23}}{dt} = M_{Tr1} - M_{23c}; J_{Tr2} \cdot \frac{d\omega_{22}}{dt} = M_{Tr2} - M_{22c}; \\
& J_{Tr2} \cdot \frac{d\omega_{23}}{dt} = M_{Tr2} - M_{23c},
\end{aligned} \right. \quad (2)$$

де  $J_{dvs}$  – приведений до валу момент інерції махових мас двигуна внутрішнього згоряння;

$\frac{dw_{dvs}}{dt}$  – кутове прискорення колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння;

$M_e$  – ефективний крутний момент двигуна внутрішнього згоряння;

$M_{0A}$  – момент опору руху;

$M_{nm}$  – моменти на ланках ГОМТ;

$m$  – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки;

$n$  – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок [16];

$\eta_j$  – ККД редуктора;

$\Theta$  – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях ( $\Theta = 0$  – без урахування втрат,  $\Theta = -1$  з урахуванням втрат в зубчастих зачепленнях);

$N_{nm}$  – потужність, що передається ланками ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні моменти з урахуванням знаку дають величину і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах ГОМТ) [16];

$\eta_{13}, \eta_{23}$  – ККД в зубчастих зачепленнях сонце-сателіт та епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів;

$\Delta M_1, \Delta M_2$  – втрати моменту в гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно математичної моделі втрат Городецького [16], як функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів  $q_1, q_2$  і перепаду тиску  $\Delta P$ ;

$J_i$  – момент інерції, що приведено до ланок елементів ГОМТ;

$T_{ij}$  – параметр включення гальма ( $T_{ij} = 1$  – гальмо включене,  $T_{ij} = 0$  – вимкнене,  $i = r$  – правий борт,  $i = l$  – лівий борт,  $j = 1$  – передня вісь,  $j = 2$  – задня вісь);

$J_{Tij}$  – момент інерції гальмівної ланки, до якої з одного боку прикладається приводний момент від трансмісії, а з іншого боку – гальмівний момент  $M_{Tij}$  від гальмівного елемента;

$M_{Tij}$  – момент, що створюється гальмівним елементом (гальмівний момент) [17].

З роботи [16] відомо, що момент втрат у гідромашинах:

$$\Delta M_i = q_i \cdot \left[ K_1 \cdot |\omega_i| \cdot (1 + K_2 \cdot \bar{e}_i^2) + \frac{K_5 \cdot (1 + K_4 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + K_3 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \cdot \Delta P + \frac{K_8 \cdot (1 + K_7 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + K_6 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \right], \quad (3)$$

де  $K_1, K_2, \dots, K_8$  – коефіцієнти гідромеханічних втрат [16];  $D_{qi}$  – характерний розмір гідромашини,  $D_{qi} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_i}$ .

Гальмівний момент розраховується наступним чином:

$$M_{Tij} = M_{T0ij}(P_{ij}) \cdot \text{sign}(-\omega_{Tij}), \quad (4)$$

де  $M_{T0ij}(P_{ij})$  – абсолютна величина гальмівного моменту;  $P_{ij}$  – тиск робочого тіла;  $\omega_{Tij}$  – кутова швидкість обертання гальмівної ланки.



При описі взаємодії коліс з опорною поверхнею використовуються: принцип Даламбера, рівняння Лагранжа другого роду, метод парціальних прискорень, тощо. В роботі більший акцент робиться саме на дослідження процесів в безступінчастій ГОМТ. Тому цілком доцільно застосовувати опис взаємодії коліс з опорною поверхнею за допомогою рівняння, що відтворює динаміку руху одиночного колеса в процесі гальмування [17]:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \frac{d\omega_{ij}}{dt} = M_{xij} - M_{fij} - M_{ij}, \quad (5)$$

де  $J_{\Sigma ij}$  – момент інерції пов'язаних з колесом мас, що обертаються;

$\frac{d\omega_{ij}}{dt}$  – кутове уповільнення колеса;

$M_{xij}$  – момент, що створюється реакцією в подовжній площині колеса;

$M_{fij}$  – момент опору коченню колеса;

$M_{ij}$  – момент на колесі (необхідно відмітити, що з роботи [17] гальмівний момент  $M_{Tij}$  є складовою  $M_{ij}$ ).

З роботи [17] момент  $M_{xij}$ , що створюється реакцією в повздовжній площині колеса, яка визначає гальмівну ефективність, обчислюється за допомогою наступного рівняння:

$$M_{xij} = R_{zij} \cdot \varphi_{xij} \cdot r_{dij}, \quad (6)$$

де  $R_{zij}$  – нормальна реакція дороги в контактні коліс трактора з опорною поверхнею;  $\varphi_{xij}$  – коефіцієнт зчеплення коліс трактора з опорною поверхнею в подовжньому напрямі;  $r_{dij}$  – радіус коліс.

Вираз (5) при русі коліс трактора ХТЗ-21021 з урахуванням особливостей математичної моделі трансмісії ГОМТ-1С в процесі гальмування матиме наступний вид [17]:

$$\begin{aligned} J_{\Sigma r1} \cdot \frac{d\omega_{18}}{dt} \cdot \text{sign}(\omega_{18}) &= M_{xr1} - M_{fr1} - M_{18b} \cdot \text{sign}(\omega_{18}); \\ J_{\Sigma l1} \cdot \frac{d\omega_{19}}{dt} \cdot \text{sign}(\omega_{19}) &= M_{xl1} - M_{fl1} - M_{19b} \cdot \text{sign}(\omega_{19}); \\ J_{\Sigma r2} \cdot \frac{d\omega_{22}}{dt} \cdot \text{sign}(\omega_{22}) &= M_{xr2} - M_{fr2} - M_{22b} \cdot \text{sign}(\omega_{22}); \\ J_{\Sigma l2} \cdot \frac{d\omega_{23}}{dt} \cdot \text{sign}(\omega_{23}) &= M_{xl2} - M_{fl2} - M_{23b} \cdot \text{sign}(\omega_{23}). \end{aligned} \quad (7)$$

Автор [17] відмічає, що у разі блокування колеса при гальмуванні трактора в процесі руху переднім ходом, зміну рівняння (7) на  $\frac{d\omega_{ij}}{dt} = 0$ . Окрім того, при зниженні  $M_{Tij}$  (в період, коли колесо заблоковано) необхідно обирати з умови:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \frac{d\omega_{ij}}{dt} = \max(M_{xij} - M_{Tij} - M_{ij}, 0) \begin{cases} \omega_{ij} = 0, \text{ якщо } \omega_{ij} < 0; \\ \frac{d\omega_{ij}}{dt} = 0, \text{ якщо } \omega_{ij} = 0 \text{ та } \frac{d\omega_{ij}}{dt} < 0. \end{cases} \quad (8)$$

В роботі [17] автор відмічає, що загальмовування і подальше блокування колеса зумовлено постійною зміною вертикальної реакції дороги  $R_{zij}$  і коефіцієнта зчеплення  $\varphi_{xij}$ , що, в свою чергу, пов'язано з перерозподілом ваги трактора між осями.

Розглядаючи плоску математичну модель трактора в процесі гальмування, автор [17] відзначає, що сумарна нормальна реакція дороги  $R_{zij}$  з урахуванням перерозподілу мас при гальмуванні трактора визначається з виразу):

– на передні колеса  $R_{z1}$  ( $R_{zr1} = R_{zl1}$ ):

$$R_{z1} = \frac{G \cdot b - F_b \cdot h_b + F_j \cdot h - \sum_{i,j} R_{ZCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij}}{2(a+b)}; \quad (9)$$

– на задні колеса  $R_{z2}$  ( $R_{zr2} = R_{zl2}$ ):

$$R_{z2} = \frac{G \cdot a + F_b \cdot h_b - F_j \cdot h + \sum_{i,j} R_{ZCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij}}{2 \cdot (a+b)}, \quad (10)$$

де  $G$  – вага трактора;  $a, b, h$  – координати центру мас трактора;  $F_b$  – сила опору повітря;  $h_b$  – відстань від опорної поверхні до сили опору повітря;  $F_j$  – сила опору прискоренню трактора;  $R_{ZCTij}$  – статичне навантаження на колеса трактора;  $f_{ij}$  – коефіцієнт опору коченню колеса.

З роботи [16] відомо, що сила опору повітря визначається з рівняння:

$$F_b = k_b \cdot F \cdot V^2, \quad (11)$$

де  $k_b$  – коефіцієнт опору повітря;  $F$  – площа лобового опору;  $V$  – швидкість трактора.

Силу інерції, що діє на колісний трактор в процесі гальмування автор [17] визначає з виразу:

$$F_j = \text{sign}(-\omega_{ij}) \cdot \frac{G \cdot \ddot{X} \cdot \delta_t}{g}, \quad (12)$$

де  $\ddot{X}$  – уповільнення трактора щодо координатної осі  $X$ ;  $\delta_t$  – коефіцієнт урачування мас двигуна і трансмісії, ходової системи, що обертаються;  $g$  – прискорення вільного падіння.

На рис. 3 наведено розрахункову схему сил, що діють на колісний трактор в процесі гальмування. Оскільки рух колісного трактора відбувається на відносно горизонтальній ділянці, то кут нахилу дорожньої поверхні не враховується.

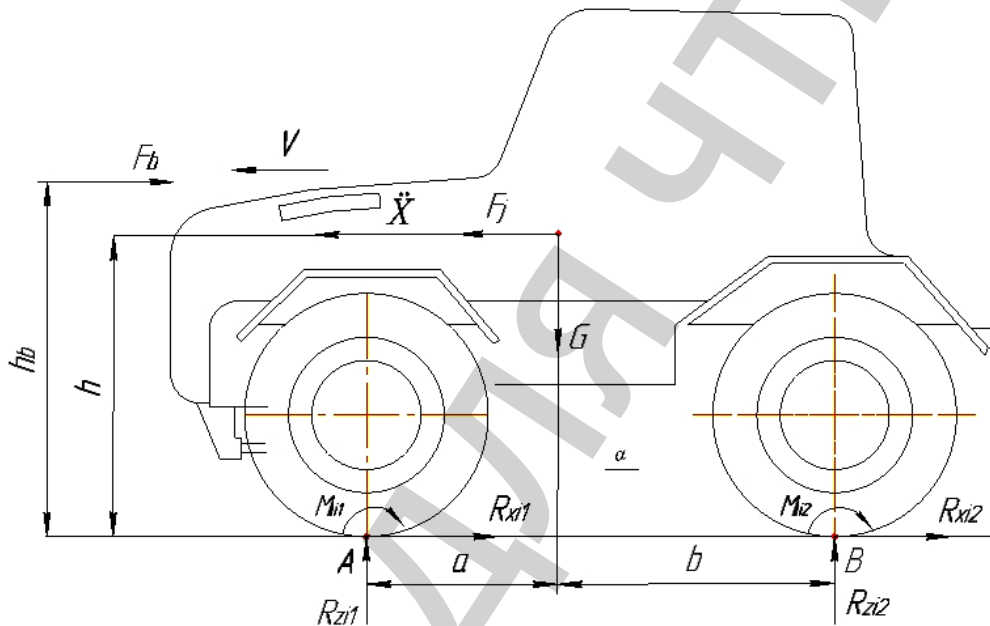


Рис. 3. Схема сил, що діють при гальмуванні колісного трактора

Визначення уповільнення колісного трактора щодо координатної осі  $X$ , з роботи [16] визначається наступним чином:

$$\ddot{X} = \frac{\left[ - \left( \sum_{i,j} R_{xij} \right) - F_b - \sum_{i,j} R_{zij} \cdot f_{ij} \right] \cdot g}{G \cdot \delta_t}, \quad (13)$$

де  $R_{xij}$  – реакція у повздовжній площині колеса трактора, що визначає гальмівну ефективність.

Аналізуючи наукову роботу [17] прийнято використовувати коефіцієнт  $\varphi_{xij}$  для оцінювання зчіпних можливостей колеса в подовжньому напрямку:

$$\varphi_{xij} = R_{xij} / R_{zij}. \quad (15)$$

Гальмівний шлях визначається з наступного виразу:

$$S(t) = \int_0^{\infty} V(t) dt = r_k \cdot \int_0^{\infty} \omega_{ij}(t) dt. \quad (16)$$

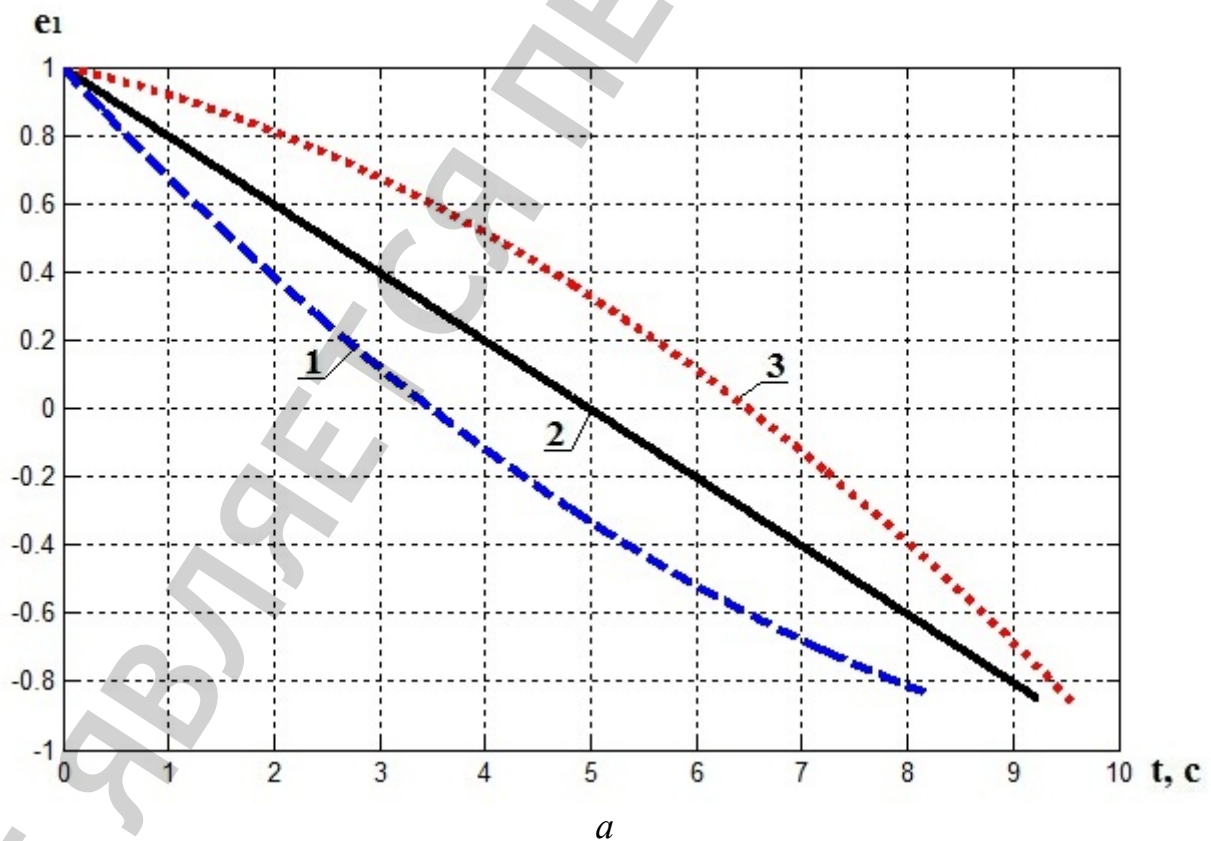
Відповідно до ГОСТ 12.2.019–86 гальмівний шлях розраховується за емпіричною формулою:

$$S \leq 0,15 \cdot V + \frac{V^2}{116}. \quad (17)$$

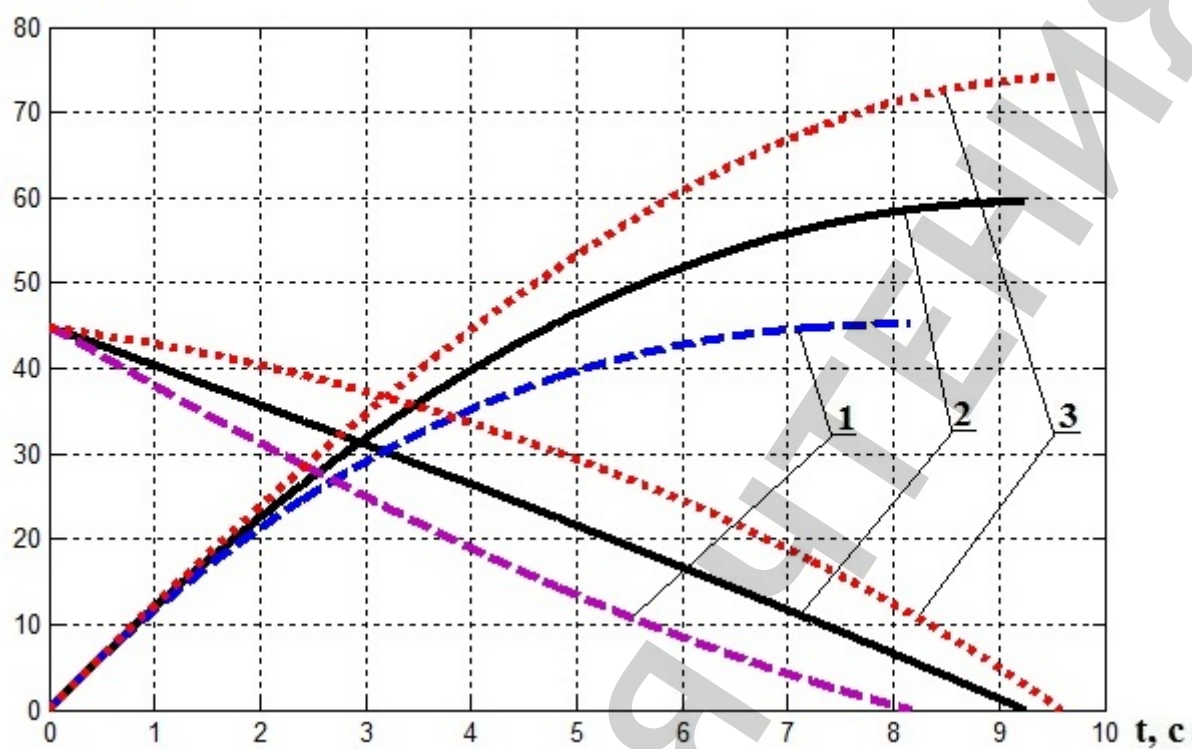
Таким чином, на основі рівнянь (1)–(16) складено динамічну модель колісного трактора ХТЗ-21021 з безступінчастою ГОМТ-1С. Дану модель реалізовано в системі MATLAB підсистеми динамічних моделювань Simulink.

## 6. Результати дослідження

На рис. 4 наведено результати моделювання процесу гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з безступінчастою ГОМТ-1С.

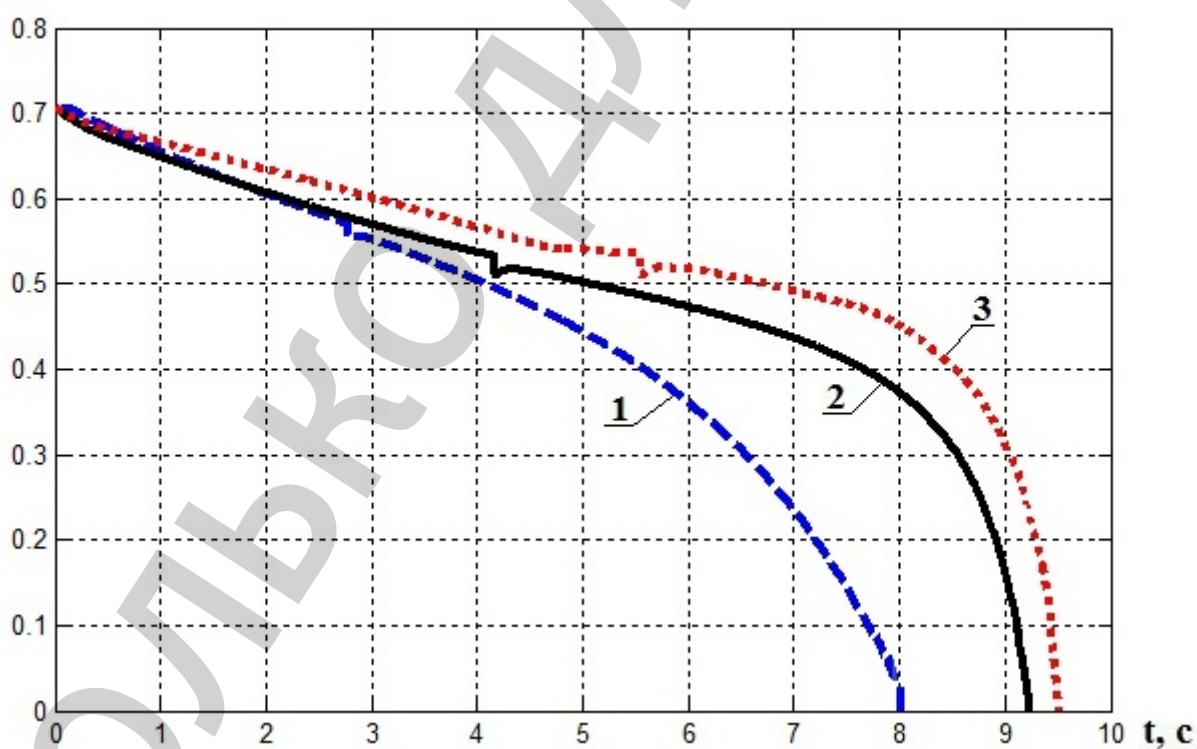


$S, \text{ м}$   
 $V, \text{ км/год}$

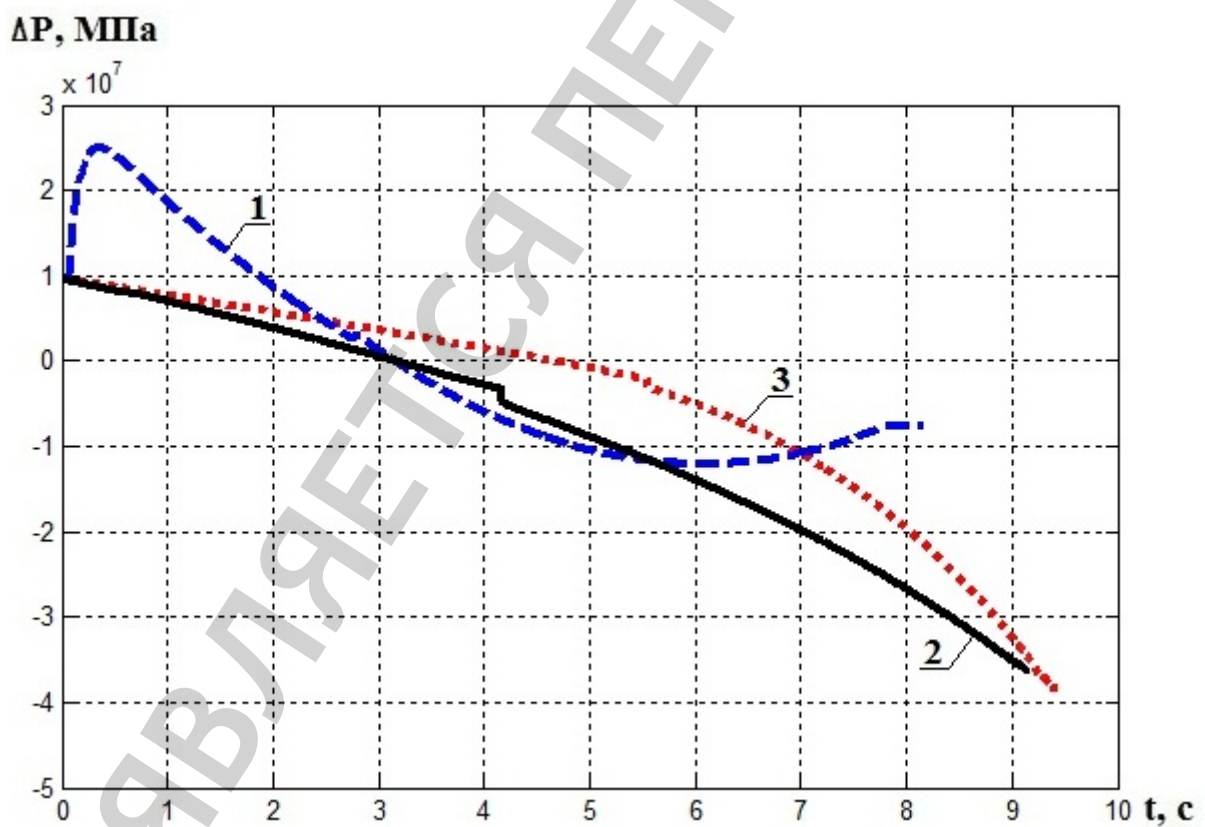
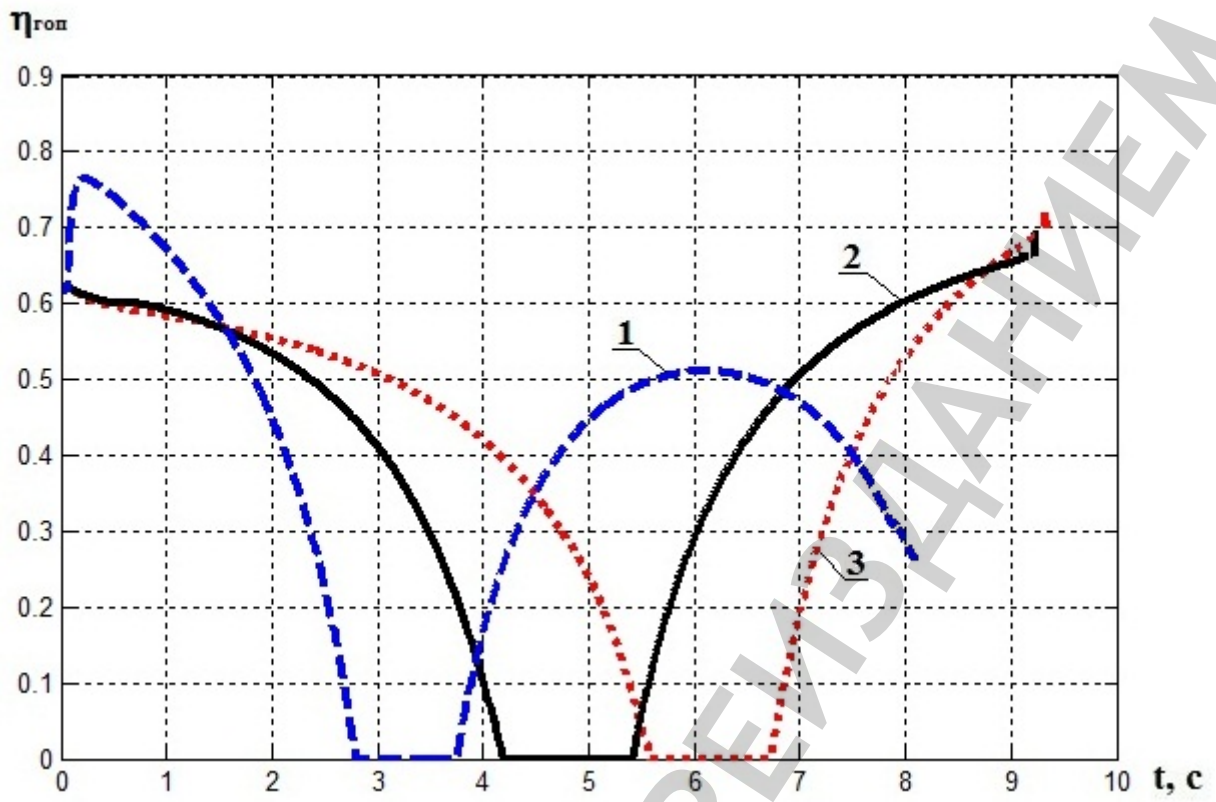


б

$\eta_{\text{ГОМТ}}$

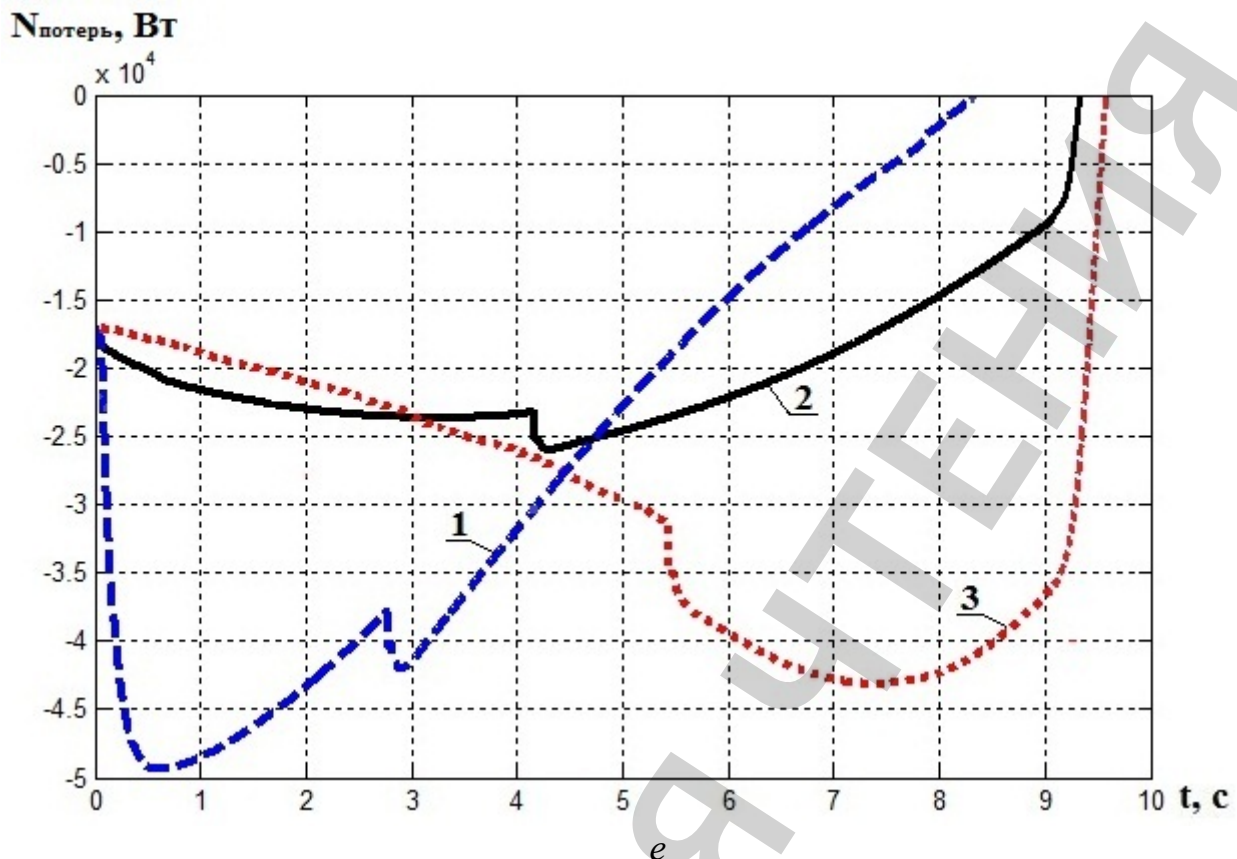


б



$\partial$





**Рис. 4.** Результати теоретичного дослідження процесу гальмування трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С: *a* – параметр регулювання гідронасосу ( $e_1$ ); *b* – швидкість трактора ( $V$ ) та гальмівний шлях ( $S$ ); *v* – ККД ГОМТ ( $\eta_{ГОМТ}$ ); *z* – ККД ГОП ( $\eta_{ГОП}$ ); *d* – перепад робочого тиску в ГОП ( $\Delta P$ ); *e* – втрати потужності ( $N_{потерь}$ ); 1 – випукла форма зміни; 2 – лінійна форма зміни; 3 – вигнута форма зміна

Таким чином, наведено зміна кінематичних, силових та енергетичних показників при гальмуванні, використовуючи вигнуту, лінійну та випуклу форми зміни параметру регулювання гідромашини ГОП.

## 7. SWOT-аналіз результатів дослідження

*Strengths.* Серед сильних сторін даного дослідження є підтвердження, вже при теоретичному дослідженні гальмування колісного трактора з ГОМТ, гіпотези щодо використання вигнутої форми зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП в процесі гальмування мобільних машин з безступінчастими ГОМТ.

Роблячи оціночну характеристику отриманих результатів, при реалізації вигнутої, лінійної та випуклої форм зміни параметру регулювання гідромашини ГОП необхідно відмітити, що при зіставленні лінійної з випуклої та лінійної з вигнутою спостерігається:

- зменшення (при лінійній з вигнутою) часу гальмування на 11,4 % та збільшення (при лінійній з випуклою) на 3,8 %;
- зменшення (при лінійній з вигнутою) гальмівного шляху на 23,3 % та збільшення (при лінійній з випуклою) на 21,7 %.

Таким чином, встановлено, що використовуючи вигнуту форму зміни параметру регулювання гідромашини, спостерігається зменшення часу гальмування та гальмівного шляху. Дане спостереження характеризує підвищення безпеки руху колісного трактора при виконанні транспортних робіт, що, безумовно, є сильною стороною дослідження.

Ототожнюючи результати відмічаємо, що на показники ефективності гальмування трактора, окрім форми зміни параметри регулювання гідромашини, також суттєво впливають врахування моментів інерції та інтенсивності зміни параметри регулювання гідромашини.

*Weaknesses.* Слабкі сторони даного дослідження пов'язані з тим, що для більш детальної оцінки показників при гальмуванні необхідно проводити експериментальні дослідження. Проте в роботі [15] наведено та підтверджено експериментальними випробуваннями гіпотеза щодо форми зміни параметру регулювання гідромашини на імітаційному стенді.

*Opportunities.* Додаткові можливості, що забезпечують досягнення мети дослідження, криються в узагальненні роботи двигуна та ГОМТ та визначення для конкретної мобільної машини своїх оптимальних форм змін параметру регулювання (випуклих чи вигнутих), як для розгону, так і для гальмування. Така більш об'єднана задача дозволить більш наочно формувати загальне керування колісного трактора, як в процесі розгону, так і на етапі гальмування колісного трактора з безступінчастою ГОМТ.

Впровадження даної концепції дозволить підняти технічний рівень тракторів ХТЗ на світовий рівень, що привнесе додаткове капіталовкладення в розвиток економіки держави.

*Threats.* Складнощі у впровадженні отриманих результатів дослідження пов'язані з деякими труднощами на АТ «Харківський тракторний завод». Тому при розгоні та гальмуванні на колісних тракторах ХТЗ-21021 та ХТЗ-240К з безступінчастою ГОСТ-1С реалізація випукло-вигнутої форми зміни поки що унеможлиблюється.

Впровадження результатів даного дослідження понесе додаткові витрати підприємства, які будуть вимірюватися, приблизно, в 5 % від вартості трактора.

## **8. Висновки**

1. Наведено динамічну модель колісного трактора ХТЗ-21021 з математичним описом двигуна, ГОМТ, а також взаємодії коліс з опорною поверхнею, яка відрізняється від існуючих врахуванням при розрахунку ГОП:

- об'єм рідини, що стискається;
- модуль пружності робочої рідини, що залежить від відсотка газовмісту.

2. Порівнюючи якісні результати (мається на увазі обчислення площі під графіками на рис. 3, в, г, е в процесі гальмування трактора, використовуючи лінійну форму зміни з випукло-вигнутою формою зміни параметру регулювання гідромашин) спостерігається:

- вигнутий з лінійним: зменшення ККД ГОП на 9,3 %, зменшення ККД ГОМТ на 8,7 %, зменшення витрати потужності на 43 %;



– випуклий з лінійним: збільшення ККД ГОП на 11,1%, збільшення ККД ГОМТ на 7,4 %, збільшення витрати потужності на 50,6 %.

Дані спостереження вказують на те, що використовуючи для трактора ХТЗ-21021 при гальмуванні вигнуту форму зміни параметру регулювання гідромашини, збільшуються втрати потужності в гідравлічній ланці ГОП, що на пряму пов'язано з ефективністю гальмування трактора.

### Література

1. Shcheltsy, N. A. Sovremennye besstupenchatye transmissii sel'sko-hoziaistvennyh traktorov [Text] / N. A. Shcheltsy, L. A. Frumkin, I. V. Ivanov // Traktory i sel'hozmashiny. – 2011. – No. 11. – P. 18–26.
2. Beunk, H. So Arbeiten «Auto Powr» und «Eccom» [Text] / H. Beunk, H. Wilmer // Profi. – 2002. – No. 5.
3. Renius, K. T. Continuously Variable Tractor Transmissions [Text]: Monograph / K. T. Renius, R. Resch. – St. Joseph, MI: American Society of Agricultural Engineers, 2005. – 37 p.
4. Rydberg, K. Hydro-Mechanical Transmissions [Text] / K. Rydberg // Fluid and Mechatronic Systems. – 2010. – No. 2. – P. 51–60.
5. Aitzetmuller, H. Steyr S-Matic – The Future Continuously Variable Transmission for all Terrain Vehicles [Text] / H. Aitzetmuller // Proceedings of the International Conference-International Society for Terrain Vehicle Systems. – 1999. – Vol. 2. – P. 463–470.
6. Pusha, A. Efficiency analysis of hydraulic wind power transfer system [Text] / A. Pusha, M. Deldar, A. Izadian // IEEE International Conference on Electro-Information Technology, EIT 2013. – IEEE, 2013. – P. 1–7. doi:[10.1109/eit.2013.6632717](https://doi.org/10.1109/eit.2013.6632717)
7. Ijas, M. Improvement of total efficiency of hydrostatic transmission by using optimized control [Text] / M. Ijas, E. Makinen // Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power. – 2008. – Vol. 2008, No. 7–2. – P. 271–276. doi:[10.5739/isfp.2008.271](https://doi.org/10.5739/isfp.2008.271)
8. Coombs, D. Hydraulic Efficiency of a Hydrostatic Transmission with a Variable Displacement Pump and Motor [Text]: M.S. Thesis / D. Coombs. – Mechanical and Aerospace Engineering, 2012. – 82 p.
9. Dasgupta, K. Steady State Performance Analysis of Hydrostatic Transmission System using Two Motor Summation Drive [Text] / K. Dasgupta, N. Kumar, R. Kumar // The Institution of Engineers (India): Series C. – 2013. – Vol. 94, No. 4. – P. 357–363. doi:[10.1007/s40032-013-0084-y](https://doi.org/10.1007/s40032-013-0084-y)
10. Ahn, S. Development of an integrated engine-hydro-mechanical transmission control algorithm for a tractor [Text] / S. Ahn, J. Choi, S. Kim, J. Lee, C. Choi, H. Kim // Advances in Mechanical Engineering. – 2015. – Vol. 7, No. 7. – P. 168781401559387. doi:[10.1177/1687814015593870](https://doi.org/10.1177/1687814015593870)
11. Mittsel, M. O. Eksperymentalne doslidzhennia osoblyvyi zony roboty dvokhpotochnoi hidroobiemno-mekhanichnoi transmisii [Text] / M. O. Mittsel // Proceedings of the International Scientific and Practical Conference «Innovative Foundations of Sustainable Development of the National Economy», November 21–22,

2014, Kamianets-Podilskyi. – Kamianets-Podilskyi: Podilskyi State Agrarian-Technical University, 2014. – P. 185–188.

12. Samorodov, V. B. Vyvod obshchego zakona upravleniia gidroob#emno-mechanicheskikh transmissii transportnyh mashin v protsesse priamolineinogo razgona i sposob ego tehnicheckoi realizatsii [Text] / V. B. Samorodov // Integrirovannye tehnologii i energosberezhenie. – 2001. – No. 4. – P. 112–120.

13. Samorodov, V. B. Issledovanie vliianiia razlichnyh zakonov regulirovaniia gidroobiemno-mechanicheskoi transmissii na protsess priamolineinogo razgona gusenichnoi mashiny [Text] / V. B. Samorodov // Mekhanika ta mashynobuduvannia. – 2000. – No. 2. – P. 86–92.

14. Kozhushko, A. Determining the optimal parameters for controlling law change of hydraulic fluidtransfer during acceleration wheeled tractors hydrostatic mechanical transmissions [Text] / A. Kozhushko // Visnyk Sumskoho natsionalnoho ah-rarnoho universytetu. Seriia: Mekhanizatsiia ta avtomatyzatsiia vyrobnychkykh protsesiv. – 2014. – Vol. 11, No. 26. – P. 108–114.

15. Samorodov, V. Experimental confirmation of the rational change parameter of the hydraulic transmission during acceleration and braking of the hydraulic volume mechanical transmission (HVMT) [Text] / V. Samorodov, A. Kozhushko, N. Mittsel, E. Pelipenko, M. Burlyga // International Collection of Scientific Proceedings «European Cooperation». – 2017. – Vol. 7, No. 26. – P. 9–24.

16. Samorodov, V. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking [Text] / V. Samorodov, A. Kozhushko, E. Pelipenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Vol. 4, No. 7 (82). – P. 37–44. doi:[10.15587/1729-4061.2016.75402](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.75402)

17. Bondarenko, A. I. Matematychna model protsesu halmuvannia kolisnoho traktora [Text] / A. I. Bondarenko // Bulletin of the National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute». – 2011. – No. 43. – P. 78–83.