

Кожушко А.П.

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»***РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА
З ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИМИ ТРАНСМІСІЯМИ,
ЩО ПРАЦЮЮТЬ ПО СХЕМІ «ДИФЕРЕНЦІАЛ НА ВХОДІ»**

В роботі наведено зміну перепаду робочого тиску в гідрооб'ємній передачі, коефіцієнта корисної дії трансмісії та годинної витрати палива в процесі розгону колісного трактора з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями, що працюють по схемі «диференціал на вході», при виконанні технологічної операції «оранка» та різних законах зміни: коефіцієнта, котрий характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі, сили тяги на гаку.

Ключові слова: колісний трактор, розгін, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, оранка, схема «диференціал на вході»

Вступ. З кожним роком на світовому ринку тракторобудування зростає кількість колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ), які покликані підвищити ефективність та економічність колісного трактора при виконанні технологічних операцій. Вирішенням цієї задачі може стати вибір ефективних законів керування колісних тракторів, зокрема, законів зміни положення органу керування подачею палива в двигуні внутрішнього згорання, параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі (ГОП) та сили тяги на гаку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Однією з найбільш поширених ГОМТ зі схемою «диференціал на вході» є безступінчаста трансмісія Fendt Vario, яка використовується на всіх тракторах сімейства Fendt. Але в цілому ГОМТ з «диференціалом на вході» рідко застосовуються в тракторобудуванні, частіше в складі ГОМТ зі змінною структурою [1].

В роботі [1] було проведено статичний аналіз ГОМТ, працюючих по схемі «диференціал на вході». Оберемо найкращі з них з точки зору максимального коефіцієнта корисної дії (ККД) трансмісії для подальшого дослідження.

На рис. 1 зображена структурна схема ГОМТ колісного трактора з колісною формулою 4К4 [1], з наступними параметрами: максимальна кутова швидкість двигуна внутрішнього згорання $\omega_0 = 2250$ об/хв, повна маса колісного трактора $m = 9000$ кг.

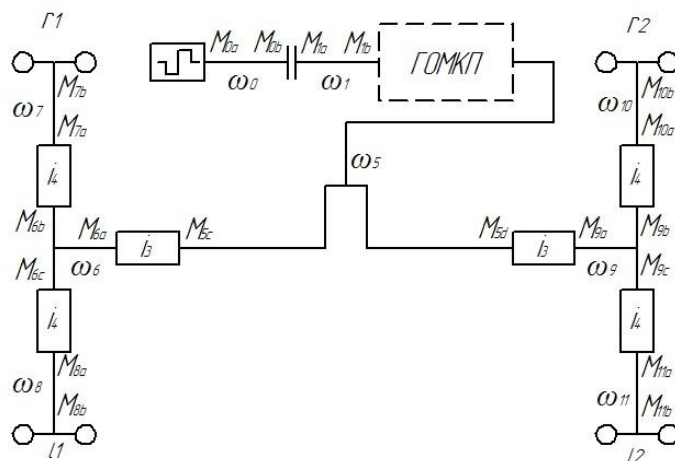


Рисунок 1 – Структурна схема ГОМТ колісного трактора з колісною формулою 4К4

На рис. 2 зображені структурні схеми гідрооб'ємно-механічних коробок передач (ГОМКП), які обирались з роботи [1] по критерію максимального ККД трансмісії та мінімальної потужності двигуна внутрішнього згорання, котра необхідна за для виконання технологічної операції «оранка». Обрані ГОМКП оснащуються планетарним механізмом з конструктивним параметром $k = -3$, двома

циліндричними редукторами та двома регульованими гідромашинами. Робочий об'єм гідронасоса – 130 см^3 , робочі об'єми гідромоторів – 130 см^3 (рис. 2 (а)), 250 см^3 (рис. 2 (б)).

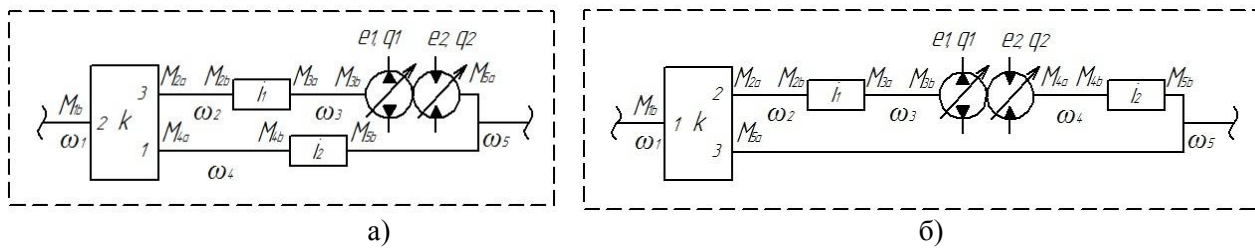


Рисунок 2 – Структурна схема ГОМКП колісного трактора:

а – схема ГОМКП зі входом потужності на корону шестерню; б – схема ГОМКП зі входом потужності на сонячну шестерню.

На основі робіт [2 – 6] моделюється процес розгону колісного трактору при виконанні технологічної операції «оранка». Зокрема, матеріали з роботи [4 – 5] будуть використовуватись для складання математичної моделі двигуна внутрішнього згорання, яка буде враховувати завантаження двигуна внутрішнього згорання по крутному моменту, частоті обертання колінчастого валу, а також закон зміни коефіцієнту, котрий характеризує положення органу керування подачею палива. На основі робіт [2 – 3] буде моделюватись математична модель трансмісії, яка описуватиме динамічні процеси в ГОМТ та враховуватиме закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП. В даній роботі також використовуватимуться доволі розповсюджені математичні моделі, що наведені в публікаціях [2 – 3, 6], які описують взаємодію коліс з опорною поверхнею.

Для визначення техніко-економічних показників машино-тракторного агрегату, а саме: годинної продуктивності та ККД машино-тракторного агрегату, а також годинної витрати палива двигуном внутрішнього згорання будуть використовуватись матеріали з робіт [7 – 8].

Метою даної роботи є аналіз результатів моделювання процесу розгону колісного трактора з ГОМТ, працюючих по схемі «диференціал на вході», при виконанні технологічної операції «оранка».

Для досягнення поставленої мети необхідно:

– розглянути та проаналізувати процес розгону трактора з ГОМТ, працюючих по схемі «диференціал на виході»;

– визначити вплив законів зміни: коефіцієнту, котрий характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання гідромашин ГОП, сили тяги на гаку на показники перепаду робочого тиску в ГОП, ККД трансмісії та годинної витрати палива двигуном внутрішнього згорання трактора.

Теоретичне дослідження. В ході аналізу останніх досліджень було складено програмну реалізацію процесу розгону колісного трактора з ГОМТ в системі Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink (рис. 3).

Дана програмна реалізація дозволяє змоделювати розгін трактора з навісним обладнанням та без нього (блок «Навісне обладнання») при різних кутах підйому земельної поверхні, змінювати параметри трансмісії (блок «Математична модель ГОМТ»), змінювати характеристики двигуна внутрішнього згорання (блок «Математична модель двигуна»), змінювати силу тяги на гаку (блок «Навісне обладнання») і т.п. Також слід зазначити, що змінювати час процесу розгону, відповідно швидкість руху та значення сили тяги на гаку можна за допомогою блоків «Закон зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$)», «Закон зміни коефіцієнту $\epsilon_r(t)$, котрий характеризує положення органу керування подачею палива» та «Закон зміни сили тяги на гаку», який залежить від зміни коефіцієнту $h_p(t)$, котрий характеризує процес заглиблення плуга в ґрунт, в процесі виконання технологічної операції «оранка».

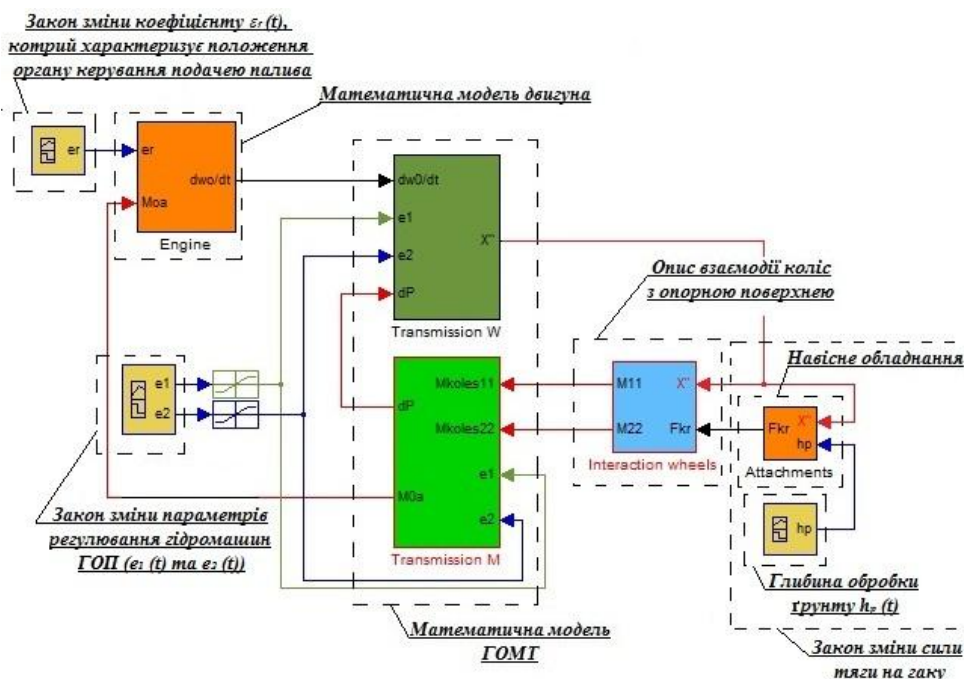


Рисунок 3 – Програмна реалізація математичної моделі в системі Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink

Універсальна математична модель для ГОМТ, які приведені на рис. 1 – 2 складається з наступної системи рівнянь:

– система рівнянь, що описує зміну кутових прискорень елементів ГОМТ:

$$\begin{cases}
 \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_d = 0; & \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_1 = 0; & \dot{\omega}_1^* - k \cdot \dot{\omega}_2^* + (k-1) \cdot \dot{\omega}_3^* = 0; \\
 S_1 \cdot \dot{\omega}_1^* - S_1 \cdot \dot{\omega}_3^* - \dot{\omega}_5 = 0; & \dot{\omega}_2 \cdot i_1 - \dot{\omega}_3 = 0; & \dot{\omega}_4 \cdot i_2 - \dot{\omega}_5 = 0; \\
 e_1 \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_{e1}^* + q_1 \cdot \omega_{e1}^* \cdot \dot{e}_1 - e_2 \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_{e2}^* - q_2 \cdot \omega_{e2}^* \cdot \dot{e}_2 = \\
 = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{e1}^*|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{e2}^*|) \right) \cdot dP + \\
 + \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{|\omega_{e1}^*|}{dt} + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{|\omega_{e2}^*|}{dt} \right) \cdot dP; \\
 \dot{\omega}_5 \cdot i_3 - \dot{\omega}_6 = 0; & \dot{\omega}_5 \cdot i_3 - \dot{\omega}_9 = 0; \\
 \dot{\omega}_6 \cdot i_4 - \dot{\omega}_7 = 0; & \dot{\omega}_6 \cdot i_4 - \dot{\omega}_8 = 0; \\
 \dot{\omega}_9 \cdot i_4 - \dot{\omega}_{10} = 0; & \dot{\omega}_9 \cdot i_4 - \dot{\omega}_{11} = 0;
 \end{cases} \quad (1)$$

– силові параметри ГОМТ описуються системою наступних рівнянь:

$$\begin{cases}
 M_{1X^*} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1X^*})} + M_{2X^*} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2X^*})} + M_{3X^*} = 0; \\
 M_{1X^*} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1X^*})} + M_{2X^*} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2X^*})} = 0; \\
 M_{2b} \cdot \eta_{11}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2b})} + i_1 \cdot M_{3a} = 0; & M_{4b} \cdot \eta_{12}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{5b} = 0; \\
 M_{e1X^*} - e_1 \cdot q_1 \cdot dP = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{e1}^*); & M_{e2X^*} + e_2 \cdot q_2 \cdot dP = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{e2}^*); \\
 M_{5c} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5c})} + i_3 \cdot M_{6a} = 0; & M_{5d} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5d})} + i_3 \cdot M_{9a} = 0; \\
 M_{6b} \cdot \eta_{14}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{6b})} + i_4 \cdot M_{7a} = 0; & M_{6c} \cdot \eta_{14}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{6c})} + i_4 \cdot M_{8a} = 0; \\
 M_{9b} \cdot \eta_{15}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{9b})} + i_4 \cdot M_{10a} = 0; & M_{9c} \cdot \eta_{15}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{9c})} + i_4 \cdot M_{11a} = 0; \\
 M_{0a} + M_{0b} = 0; & M_{1a} + M_{0b} = 0; & M_{1a} + M_{1b} = 0; \\
 M_{2a} + M_{2b} = 0; & M_{3a} + M_{3b} = 0; & M_{4a} + M_{4b} = 0; \\
 M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} + M_{5d} = 0; & M_{6a} + M_{6b} + M_{6c} = 0; & M_{7a} + M_{7b} = 0; \\
 M_{8a} + M_{8b} = 0; & M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} = 0; \\
 M_{10a} + M_{10b} = 0; & M_{11a} + M_{11b} = 0,
 \end{cases} \quad (2)$$

де $\dot{\omega}_i$ – кутові прискорення ланки;
 $\dot{\omega}_d$ – кутові прискорення ланки колінчастого валу двигуна;
 $\dot{\omega}_1^*$, $\dot{\omega}_2^*$, $\dot{\omega}_3^*$ – кутові прискорення ланки, пов'язаної з сонячною шестернею – «1»,
коронною шестернею – «2», водилом – «3»;
 k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду;
 S_1 – характерний параметр сателітів;
 $\dot{\omega}_s$ – кутові прискорення сателіта;
 $\dot{\omega}_{e1^*}$, $\dot{\omega}_{e2^*}$ – кутові прискорення ланки, яка пов'язана з валом гідронасоса та гідромотора;
 ω_{e1^*} , ω_{e2^*} – кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора;
 i_j – передавальне відношення редуктора;
 q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин;
 dP – перепад робочого тиску в ГОП;
 K_{iy}, C_{iy} – коефіцієнти втрат для гідронасоса ($i=1$) і для гідромотора ($i=2$);
 μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;
 $M_{1X^*}, M_{2X^*}, M_{3X^*}$ – моменти на сонячній, коронній шестернях та водилі;
 M_{e1X^*}, M_{e2X^*} – моменти на валу гідронасоса и гідромотора.
 η_j – ККД редуктора;
 Θ – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях ($\Theta=0$ – без урахування втрат,
 $\Theta=-1$ з урахуванням втрат в зубчастих зачепленнях);
 η_{13}, η_{23} – ККД в зубчастих зачепленнях сонце-сателіт та епіцикл-сателіт при зупиненому
водилі, що визначають втрати моментів;
 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) [2 – 3];
 $\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моменту в гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно
математичної моделі втрат К.І. Городецького [2 – 3], як функції параметрів регулювання, кутової
швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів q_1, q_2 і перепаду тиску dP .

Момент втрат у гідромашинах визначається з наступного виразу [2 – 3]:

$$\Delta M_i = q_i \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_i| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_i^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \cdot dP + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \right], \quad (3)$$

де $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$ – коефіцієнти гідромеханічних втрат [2 – 3];

D_{qi} – характерний розмір гідромашини, $D_{qi} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_i}$.

Системи кінематичних (1) і силових (2 – 3) рівнянь вирішуються спільно.

Для розгляду процесу розгону колісного трактору з ГОМТ (рис. 1) зі схемами ГОМКП (рис. 2) в системі Matlab підсистеми моделювання Simulink були змодельовані, за допомогою блоку Signal Builder, закони зміни: коефіцієнту, котрий характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання гідромашин ГОП, сили тяги на гаку, які показані на рис. 4 – 8.

Параметри $e_1(t)$ та $e_2(t)$, які характеризують закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП, змінюються в межах $e_1 \in [0; -1]$ та $e_2 \in [1; 0]$. На рис. 4 (а) гідронасос змінюється за період часу $t_1 \in [0; 150]$ с., гідромотор – за період $t_2 \in [150; 300]$ с.; на рис. 4 (б) гідронасос змінюється за період часу $t_1 \in [0; 25]$ с., гідромотор – за період $t_2 \in [25; 50]$ с.

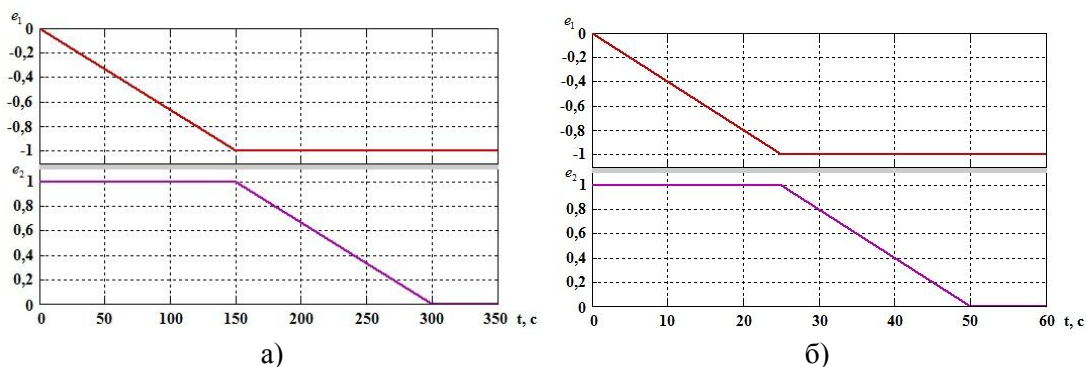


Рисунок 4 – Закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$) (залежність параметрів регулювання гідромашин ГОП e_1, e_2 від часу t):
а – за період часу $t \in [0; 300]$ с.; б – за період часу $t \in [0; 50]$ с.

На рис 5 наведені закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, котрі характеризують положення органу керування подачею палива, які будуть змінюватись в межах $\varepsilon_r \in [0,46; 1]$. Зокрема, на рис. 5 (а) коефіцієнт $\varepsilon_r(t)$ змінюється за період $t_1 \in [0; 1]$ с.; на рис. 5 (б) – за період $t_2 \in [0; 150]$ с.; на рис. 5 (в) – за період $t_3 \in [0; 300]$ с.

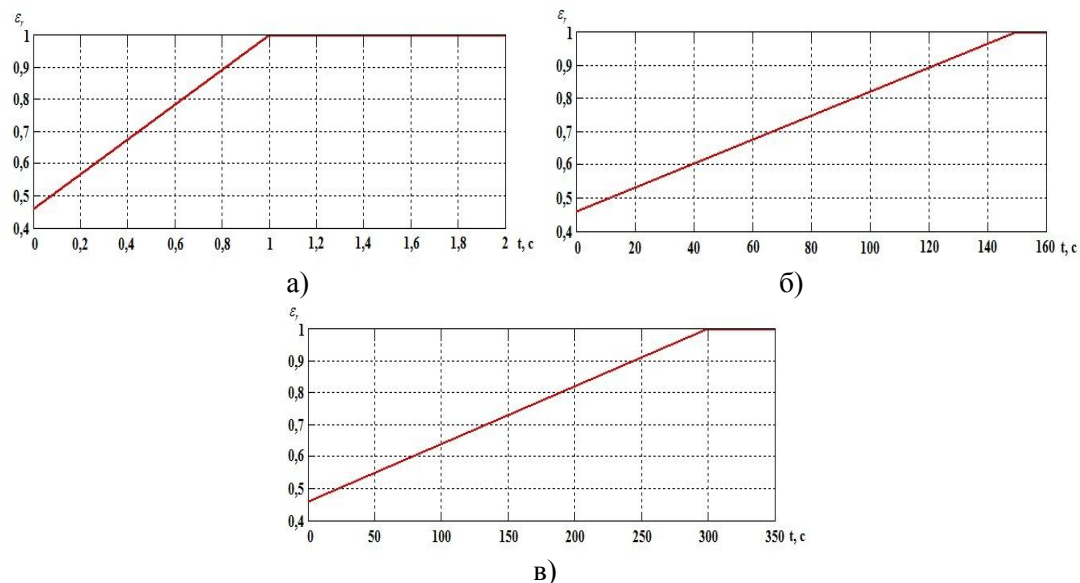


Рисунок 5 – Закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, котрі характеризують положення органу керування подачею палива (залежність коефіцієнтів ε_r від часу t):
а – за період $t_1 \in [0; 1]$ с.; б – за період $t_2 \in [0; 150]$ с.; в – за період $t_3 \in [0; 300]$ с.

На рис 6 наведена зміна коефіцієнтів $h_p(t)$, які характеризують процес заглиблення плуга в ґрунт та, відповідно, і закон зміни сили тяги на гаку. Коефіцієнти $h_p(t)$ змінюються в межах $h_p \in [0; 1]$, на рис. 6 (а) за період $t_1 \in [0,5; 1]$ с.; на рис. 6 (б) за період $t_2 \in [0,5; 150]$ с.; на рис. 6 (в) за період $t_3 \in [0,5; 300]$ с.

В зв'язку з тим, що трактор буде досягати швидкості 10 км/год, а максимальна глибина обробки ґрунту складатиме $h_{II} = 0,25$ м при виконанні технологічної операції «оранка», максимальне значення сили тяги на гаку буде дорівнювати $F_{kp} = 49,0$ кН

Наведені закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, котрі характеризують положення органу керування подачею палива (рис. 5) та сили тяги на гаку (рис. 6) будуть використовуватимуться в поєднанні з законами зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП, що наведені на рис. 4 (а), для розгляду процесу розгону колісного трактора.

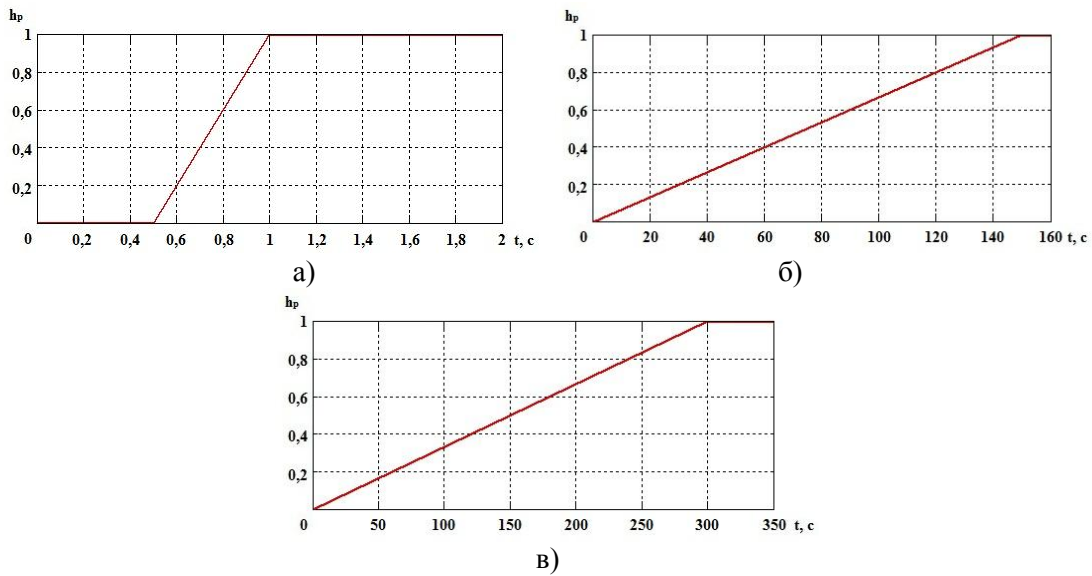


Рисунок 6 – Закони зміни сили тяги на гаку (залежність коефіцієнтів h_p від часу t):
а – за період $t_1 \in [0,5;1]$ с.; б – за період $t_2 \in [0,5;150]$ с.; в – за період $t_3 \in [0,5;300]$ с.

На рис. 7 наведені закони зміни коефіцієнту $\varepsilon_r(t)$, котрі характеризують положення органу керування подачею палива, які будуть змінюватись в межах $\varepsilon_r \in [0,46;1]$. Зокрема, на рис. 7 (а) коефіцієнт $\varepsilon_r(t)$ змінюється за період $t_1 \in [0;1]$ с.; на рис. 7 (б) – за період $t_2 \in [0;25]$ с.; на рис. 7 (в) – за період $t_3 \in [0;50]$ с.

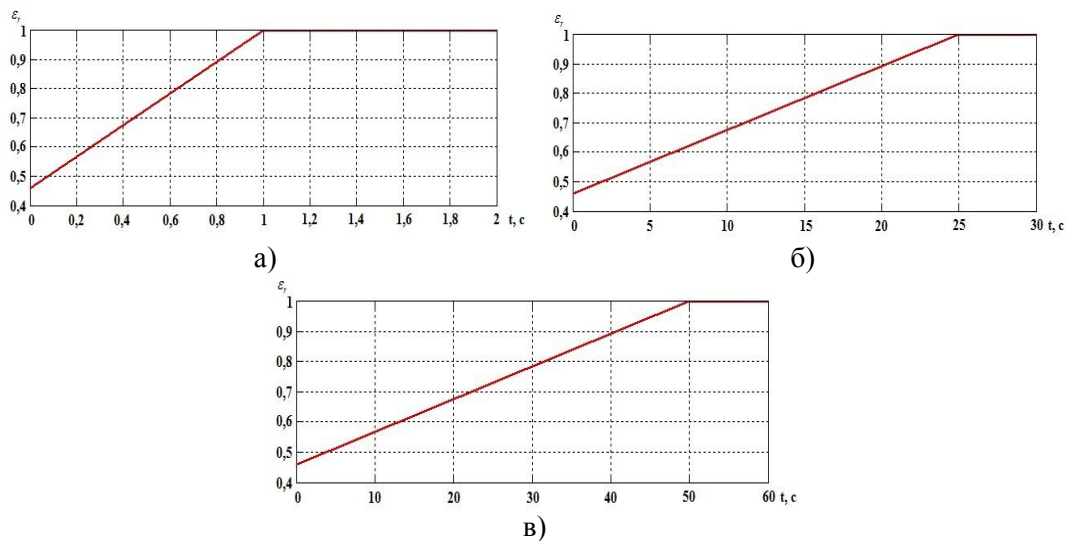


Рисунок 7 – Закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, котрі характеризують положення органу керування подачею палива (залежність коефіцієнтів ε_r від часу t):
а – за період $t_1 \in [0;1]$ с.; б – за період $t_2 \in [0;25]$ с.; в – за період $t_3 \in [0;50]$ с.

На рис. 8 наведена зміна коефіцієнтів $h_p(t)$, які характеризують процес заглиблення плуга в ґрунт та, відповідно, і закон зміни сили тяги на гаку. Коефіцієнт $h_p(t)$ змінюється в межах $h_p \in [0;1]$ на рис. 8 (а) за період $t_1 \in [0,5;1]$ с.; на рис. 8 (б) за період $t_2 \in [0,5;25]$ с.; на рис. 8 (в) за період $t_3 \in [0,5;50]$ с.

Наведені закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, котрі характеризують положення органу керування подачею палива (рис. 7) та сили тяги на гаку (рис. 8) будуть використовуватимуться разом з законам зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП, що наведені на рис. 4 (б), для розгляду процесу розгону колісного трактора.

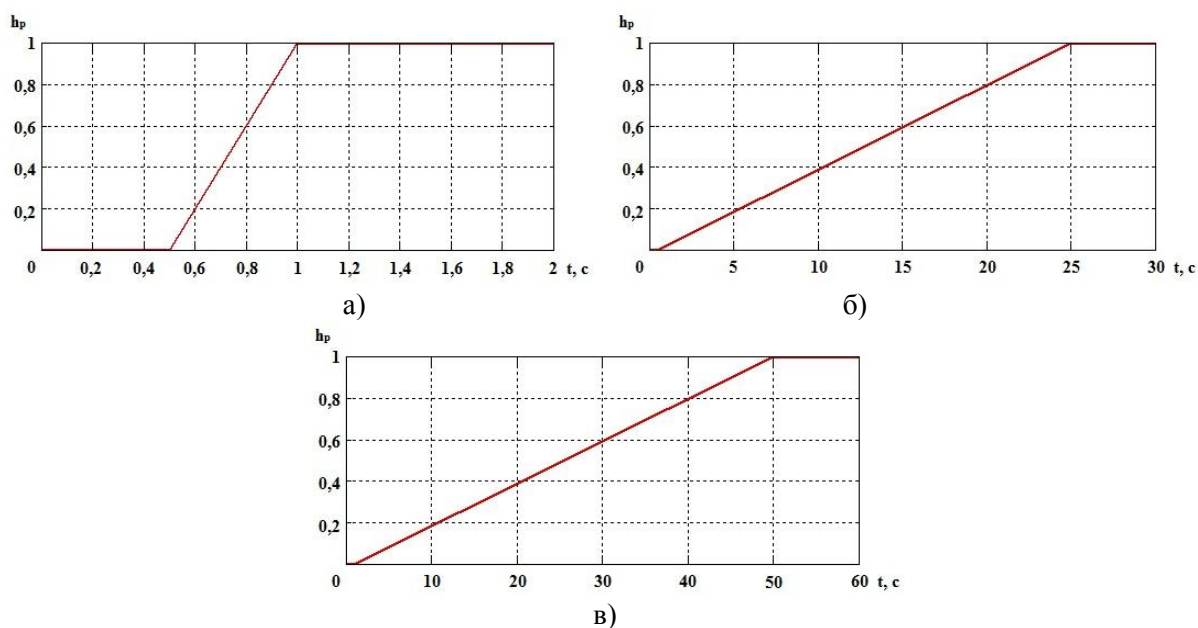


Рисунок 8 – Закони зміни сили тяги на гаку (залежність коефіцієнтів h_p від часу t):

а – за період $t_1 \in [0,5;1]$ с.; б – за період $t_2 \in [0,5;25]$ с.; в – за період $t_3 \in [0,5;50]$ с.

Результати дослідження. В ході моделювання процесу розгону колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, наведеною на рис. 2 (а), при законах зміни, зображених на рис. 4 – 8, максимальні результати перепаду тиску в ГОП, ККД трансмісії та годинної витрати палива зведені в табл. 1. Для колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, що наведена на рис. 2 (б), при законах зміни зображених на рис. 4 – 8, максимальні результати перепаду тиску в ГОП, ККД трансмісії та годинної витрати палива зведені в табл. 2.

Таблиця 1

Результати моделювання в процесі розгону колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, що наведена на рис. 2 (а)

$e_1(t)$, с.	$e_2(t)$, с.	$\varepsilon_r(t)$, с.	$h_p(t)$, с.	t , с.	$ dP $, МПа	η_{TP}	Q_n , кг/год
[0;150]	[150;300]	[0;1]	[0,5;1]	207,45	18,45	0,8549	31,92
		[0;1]	[0,5;150]	207,5	18,48	0,8481	32,02
		[0;1]	[0,5;300]	210,2	16,44	0,8165	29,29
		[0;150]	[0,5;1]	264,6	24,39	0,6835	39,94
		[0;150]	[0,5;150]	265,4	24,53	0,6788	40,04
		[0;150]	[0,5;300]	265,6	23,42	0,6702	38,71
		[0;300]	[0,5;1]	288,05	27,99	0,6129	44,24
		[0;300]	[0,5;150]	288,03	28,11	0,6095	44,17
		[0;300]	[0,5;300]	289	27,69	0,6087	43,92
[0;25]	[25;50]	[0;1]	[0,5;1]	38,37	20,297	0,786	34,3
		[0;1]	[0,5;25]	38,43	20,39	0,783	34,5
		[0;1]	[0,5;50]	38,47	18,71	0,7638	32,36
		[0;25]	[0,5;1]	45,45	27,215	0,642	41,06
		[0;25]	[0,5;25]	45,5	26,919	0,64	41,29
		[0;25]	[0,5;50]	45,63	25,46	0,6347	40,21
		[0;50]	[0,5;1]	49,36	31,296	0,565	45,02
		[0;50]	[0,5;25]	49,41	31,398	0,5636	45,238
		[0;50]	[0,5;50]	49,53	30,371	0,5631	44,85

Результати моделювання в процесі розгону колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, що наведена на рис. 2 (б)

$e_1(t)$, с.	$e_2(t)$, с.	$\varepsilon_r(t)$, с.	$h_p(t)$, с.	t , с.	$ dP $, МПа	η_{TP}	Q_n , кг/год
[0;150]	[150;300]	[0;1]	[0;1]	234,5	16,55	0,856	32,23
		[0;1]	[0;150]	234,8	16,59	0,85	32,42
		[0;1]	[0;300]	236,0	15,22	0,8238	30,1
		[0;150]	[0;1]	276,5	19,72	0,7296	37,39
		[0;150]	[0;150]	277,0	19,74	0,7241	37,09
		[0;150]	[0;300]	277,8	19,09	0,7244	36,35
		[0;300]	[0;1]	292,8	20,69	0,6631	38,89
		[0;300]	[0;150]	293,09	20,81	0,6629	38,6
[0;25]	[25;50]	[0;300]	[0;300]	293,5	20,06	0,661	37,72
		[0;1]	[0;1]	42,0	17,67	0,7942	33,874
		[0;1]	[0;25]	42,21	17,72	0,7923	33,93
		[0;1]	[0;50]	42,33	16,43	0,78	32,56
		[0;25]	[0;1]	47,45	20,965	0,692	38,0
		[0;25]	[0;25]	47,64	20,969	0,6881	38,03
		[0;25]	[0;50]	47,75	20,193	0,6831	37,69
		[0;50]	[0;1]	48,76	21,93	0,643	39,6
[0;50]	[0;25]	48,89	21,985	0,646	39,7		
[0;50]	[0;50]	49,0	20,967	0,63	38,9		

Висновки. В ході моделювання процесу розгону колісного трактора з ГОМТ, що працюють по схемі «диференціал на вході» було з'ясовано, що:

– при використанні законів зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$), які змінювались за період часу $t \in [0;50]$ с. замість $t \in [0;300]$ с. спостерігається збільшення на 13,8 % перепаду робочого тиску в ГОП dP ; зменшення на 8,06 % ККД трансмісії η_{TP} ; збільшення на 10,48 % годинної витрати палива Q_n ;

– при використанні законів зміни коефіцієнту $\varepsilon_r(t)$, котрий характеризує положення органу керування подачею палива, який змінюється за період часу $[0; 25]$ с. замість $[0; 1]$ с. спостерігається збільшення в 1,36 рази перепаду робочого тиску в ГОП dP ; зменшення на 8,06 % ККД трансмісії η_{TP} ; збільшення на 10,48 % годинної витрати палива Q_n ;

– при використанні законів зміни коефіцієнту $\varepsilon_r(t)$, котрий характеризує положення органу керування подачею палива, який змінюється за період часу $[0; 50]$ с. замість $[0; 1]$ с., спостерігається збільшення в 1,62 рази перепаду робочого тиску в ГОП dP ; зменшення на 22,12 % ККД трансмісії η_{TP} ; збільшення в 1,38 рази годинної витрати палива Q_n ;

– при використанні законів зміни сили тяги на гаку (коефіцієнту $h_p(t)$), котрий змінюється за період часу $[0,5; 25]$ с. замість $[0,5; 1]$ с., спостерігається не суттєве збільшення значень перепад тиску в ГОП dP та годинної витрати палива Q_n , а також зменшення значення ККД трансмісії η_{TP} , але при застосуванні закону зміни сили тяги на гаку (коефіцієнту $h_p(t)$), котрий змінюється за період часу $[0,5; 50]$ с. замість $[0,5; 1]$ с., спостерігається зменшення на 7,82 % перепаду робочого тиску в ГОП dP ; зменшення на 2,82 % ККД трансмісії η_{TP} ; зменшення на 5,66 % годинної витрати палива Q_n . Проте використання закону зміни сили тяги на гаку $h_p(t)$, котрий змінюється за період часу $[0,5; 50]$ с. є неприпустимо, тому що безпосередньо зменшується значення сили тяги на гаку F_{kr} , а саме на 20,41 %.

1. Самородов В.Б. Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме «дифференциал на входе» / В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: «Прикладна механіка». – 2012. – № 2/7 (56). – С. 25 – 35.

2. Самородов В.Б. Динаміка процесу розгону колісних тракторів серії Fendt 900 Varjo / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2013. – № 1 (61). – С. 4 – 11.

3. Самородов В.Б. Динаміка процесу розгону колісного трактора-аналога «Беларус 3022 ДВ» з

гідрооб'ємно-механічною трансмісією / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2012. – № 6 (60). – С. 15 – 19.

4. Ребров А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива / А.Ю. Ребров, Т.А. Коробка, С.В. Лахман // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Транспортне машинобудування». – 2012. – № 19. – С. 31 – 36.

5. Кутьков Г.М. Тяговая динамика трактора / Кутьков Г.М. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

6. Самородов В.Б. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА / В.Б. Самородов, А.Ю. Ребров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Автомобіле- та тракторобудування». – 2008. – № 58 – С. 11 – 20.

7. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка: по спец. «Механизация сел. хоз-ва» / С.А. Иофинов, Г.П. Лышко. – М.: Колос, 1984. – 351 с.

8. Судаков Н.Н. Лекции по эксплуатации машинно-тракторного парка и техническому обслуживанию / Судаков Н.Н. – Новгород: НГУ, 2010. – 101 с.

REFERENCES

1. Samorodov, V. & Bondarenko, A. (2012), "The main parameters of hydrostatic-mechanical transmissions working in a "differential at the entrance", *Eastern European journal of advanced technologies*, 2(56), 25 – 35.

2. Samorodov, V.B. & Bondarenko, A.I. (2013), "The dynamics of the process of acceleration wheeled tractors Fendt 900 Series Vari", *Eastern European journal of advanced technologies*, 1(61), 4 - 11.

3. Samorodov, V.B. & Bondarenko, A.I. (2012), "The dynamics of the process of acceleration wheel tractor-analogue "Belarus 3022 DV" hydrostatic mechanical transmission", *Eastern European journal of advanced technologies*, 6(60), 15 - 19.

4. Rebrov, A.Y., Korobka, T.A. & Lachman, S.V. (2012), "A mathematical model of the diesel engine in the dimensionless variables, taking into account his boot and the fuel", *Transaction of national technical university the "Kharkov polytechnic institute"*, 19, 31 - 36.

5. Kutkov, G.M. (1980), *Traction dynamics of tractor [Tyagovaya dinamika traktora]*, Engineering, Moscow, Russia.

6. Samorodov, V.B. & Rebrov, A.Y. (2008), "The development of the classical methods of calculating the traction tractor with the main technical and economic indicators MTU", *Transaction of national technical university the "Kharkov polytechnic institute"*, 58, 11 – 20.

7. Iosifov, S.A. & Lishko, G.P. (1984), *Operation of the machine and tractor: Spec. Mechanization of agriculture [Expluatatsiya mashino-traktornogo parka: Mehanizatsiya sel. hoz-va]*, Kolos, Moscow, Russia.

8. Sudakov, N.N. (2010), *Lectures on the operation of machines and tractors and maintenance [Lektzii po expluatatsii mashino-traktornogo parka i technicheskoe obslugivanie]*, State University of Novgorod, Novgorod, Russia.

Кожушко А.П. Результаты моделирования работы колесного трактора с гидрообъемно-механическими трансмиссиями, работающих по схеме «дифференциал на входе».

В работе представлены изменения перепада рабочего давления в гидрообъемной передаче, коэффициента полезного действия трансмиссии и часового расхода топлива в процессе разгона колесного трактора с гидрообъемно-механическими трансмиссиями, которые работают по схеме «дифференциал на входе», при выполнении технологической операции «пахота» и различных законах изменения: коэффициента, который характеризует положение органа управления подачей топлива, параметров регулирования гидромашин гидрообъемной передачи, силы тяги на крюке.

Ключевые слова: колесный трактор, разгон, гидрообъемно-механическая трансмиссия, пахота, схема «дифференциал на входе»

A. Kozhushko. Simulation results of work wheel tractor with hydrostatic mechanical transmissions working on schemes for "planetary gear input".

This paper describes the process of acceleration wheel tractor with hydrostatic mechanical transmissions working under the scheme "planetary gear input", the performance of technological operations "plowing". On the basis of recent studies were selected two schemes hydrostatic mechanical transmissions that during static analysis had the greatest coefficient useful action transmission. Also reviewed publications that describe the mathematical model of internal combustion engines, hydrostatic mechanical transmission, interaction with wheels supporting surface and determine the feasibility indicators wheeled tractors, including hourly fuel consumption of the internal combustion engine in the system software implementation using Matlab subsystem Simulink modeling of dynamic processes was composed only mathematical model.

Simulated single mathematical model was able to vary with respect to time change laws: coefficient, which describes the position of the controls fuel delivery, parameters for controlling fluid of hydraulic transmission, traction on the hook.

As a result of a comparative analysis of the maximum working pressure difference results in the transfer of hydraulic, the coefficient useful action of transmission and hourly fuel consumption internal combustion engine was concluded, the use of which is the law of change: the factor, which characterizes the position of the controls fuel delivery, regulation parameters of hydraulic fluid transmission, traction on the hook will increase of efficiency and cost-wheel tractor.

Keywords: wheeled tractor, acceleration, hydrostatic mechanical transmission, plowing, sheme "planetary gear at the input"

АВТОР:

КОЖУШКО Андрій Павлович, аспірант, асистент кафедри автомобіле- і тракторобудування, Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”, e-mail: Kozhushko90@mail.ua

АВТОР:

КОЖУШКО Андрей Павлович, аспирант, асистент кафедры автомобиле- и тракторостроение, Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”, e-mail: Kozhushko90@mail.ua

AUTHOR:

Andrii KOZHUSHKO, post-graduate student, Assistant Prof. of Automobile and Tractor Construction Department, National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, e-mail: Kozhushko90@mail.ua

РЕЦЕНЗЕНТИ:

ДИДУХ В.Ф., доктор технічних наук, професор, Львівський національний аграрний університет, завдувач кафедри експлуатації та технічного сервісу машин ім. професора Семковича О.Д., м. Дубляни, Україна.

ГЕЦОВИЧ Є.М., доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри організації і безпеки дорожнього руху, м. Харків, Україна

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

ДИДУХ В.Ф., доктор технических наук, профессор, Львовский национальный аграрный университет, заведующий кафедрой эксплуатации и технического сервиса машин им. проф. Семковича А.Д., г. Дубляны, Украина.

ГЕЦОВИЧ Е.М., доктор технических наук, профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, профессор кафедры организации и безопасности дорожного руху, г. Харьков, Украина.

REVIEWERS:

V. DIDUKH, Doctor of Science in Engineering, Professor, L'viv National Agricultural University, Head of Maintenance and Technical Service of Machinery Department named after Prof. O.Semkovych, Dubliany, Ukraine.

Ye. HETSOVYCH, Doctor of Science in Engineering, Professor, Kharkiv National Automobile and Highway University, Professor of Traffic Management and Safety Department, Kharkiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 06.02.2015р.