

**О. С. ТРЕМБАЧ, А. П. КОЖУШКО, Є. С. ПЕЛИПЕНКО, А. Г. МАМОНТОВ,
Г. І. БАРАБАШ**

РАЦІОНАЛІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ БЕЗСТУПІНЧАСТОЇ ТРАНСМІСІЇ ЗА КРИТЕРІЄМ ПРОДУКТИВНОСТІ

Дана стаття має за мету надати рекомендації щодо підвищення продуктивності двопотокової безступінчастої трансмісії за рахунок структурного аналізу роботи гідравлічної та механічної гілок трансмісії. При вирішенні поставленої мети використовувалась методика, яка дозволила проаналізувати структурні зміни величин редукторів, які розміщені в гідравлічній та механічній гілках трансмісії, що впливає на стартову та максимальну швидкість. Результатом є надання науково-обґрунтованих рекомендацій впливу потоків потужності в гідравлічній та механічній гілках трансмісії на її продуктивність. Практична значимість роботи полягає у технічно-обґрунтованому виборі схемного рішення при розміщенні передаточних відношень в гілках трансмісії з подальшим впливом на зміну стартової та максимальної швидкості.

Ключові слова: колісний трактор, безступінчаста трансмісія, модернізація, схемне рішення, потоки потужності, продуктивність.

O. TREMBACH, A. KOZHUSHKO, Ye. PELYPENKO, A. MAMONTOV, G. BARABASH

RATIONALISATION OF CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION DESIGN BASED ON PRODUCTIVITY CRITERIA

Today, agricultural enterprises use wheeled tractors equipped with classical stepped and continuously variable transmissions, in particular, with hydro-mechanical transmissions. The use of tractors with continuously variable transmissions is explained by undoubted advantages over step transmissions: smooth running, improved ergonomic properties during technological work, automated control, etc. During operation, farmers often need to operate at maximum productivity, while economic and environmental performance is neglected. Therefore, it is quite reasonable to introduce design changes in the transmission aimed at increasing the speed range. Therefore, the material of this article aims to provide recommendations for improving the performance of a dual-flow continuously variable transmission through a structural analysis of the operation of the hydraulic and mechanical transmission branches. To achieve this goal, the article uses a methodology that allows analysing structural changes in the size of the gearboxes located in the hydraulic and mechanical branches of the transmission, which affects the starting and maximum speed. The result is the provision of scientifically based recommendations for the influence of power flows in the hydraulic and mechanical branches of the transmission on its performance. The practical significance of the work lies in the technically sound choice of a schematic solution when placing gear ratios in transmission branches with the subsequent impact on the change in starting and maximum speed.

Key words: wheeled tractor, continuously variable transmission, modernisation, circuit design, power flows, productivity.

Вступ. Розвиток агропромислового комплексу будь-якої держави ґрунтується створені та ефективному використанні сучасних тракторів з орними пристроями. На сьогоднішній день сільські господарства використовують колісні трактори оснащені класичними ступінчастими та безступінчастими трансмісіями [1], зокрема, з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ). Використання тракторів з безступінчастими трансмісіями пояснюється безсумнівними перевагами в порівнянні зі ступінчастими трансмісіями: забезпечення плавності ходу, підвищенням ергономічних властивостей під час виконання технологічних робіт, автоматизації управління та ін.

Сьогодні в сільському господарстві переважно використовуються універсальні колісні трактори, які виконують різну аграрну роботу: технологічну (оранка, культивация, фрезерування роторною фрезою, волошіння сіна, розкидання гною, тюкування сіна, тощо) та транспорту (перевезення важких та рідких вантажів). В ході експлуатації перед аграрієм доволі часто виникає необхідність працювати в режимі максимальної продуктивності, при цьому економічними та екологічними показниками нехтують. Тому цілком доцільно стає

впровадження конструкційних змін в трансмісії, які направлені на збільшення швидкісного діапазону руху.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Конструкційну будову безступінчастої ГОМТ можна поділити на дві структури: планетарний механізм розташовано на «вході» [2, 3] в двопотокову систему передачі потужності, або на «виході» [4, 5] виконуючи таким чином задачу суматора потужності. Такі трансмісії мають просту структуру і є фундаментальними, тоді як структури з двома і більше планетарними механізмами потребують впровадження систем зчеплення, що призводить до утворення багато режимних трансмісій [6]. Одним з найпоширенішим варіантом трансмісії з планетарним механізмом на вході є трансмісія компанії Fendt [7]. Як вказано в роботі [8] представлена трансмісія є складна та коштовна, адже широкий діапазон зміни швидкості здійснюється керуванням обома гідравлічними компонентами (гідравлічним насосом та мотором). Інші виробники, такі як ZF та John Deere почали впроваджувати різноманітні концепції CVT для сільськогосподарських тракторів [9].

В роботі [10] надано рекомендації щодо підвищення техніко-економічних показників машинно-тракторних агрегатів оснащених ГОМТ з диференціалом на виході за рахунок розміщення агротехнічних швидкостей в особливих зонах роботи гідрооб'ємної передачі. Встановлено вплив режимів навантаження та конструктивних параметрів трансмісії на ширину особливої зони та загальний ККД трансмісії. В роботі [11] запропоновано гіпотезу випукло-вигнутої форми зміни параметру регулювання в безступінчастих ГОМТ мобільних машин (тракторів, дорожньо-будівельних та військових машин, тощо). В роботі [12] проведено аналіз складових гідравлічної системи в складі ГОМТ самохідної машини щодо розподілу теплової енергії під час роботи на режимах транспортування та максимального навантаження. В роботі [13] описано процес визначення динамічного фактора автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин, який оснащено механічною та ГОМТ. Обґрунтовано вибір підходу для визначення передавального відношення в замкнутому контурі безступінчастої ГОМТ.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є підвищення продуктивності двопотокової безступінчастої ГОМТ за рахунок структурного аналізу роботи гідравлічної та механічної гілок трансмісії. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- представити математичний опис роботи ГОМТ;
- виконати аналіз структурної зміни величин редукторів, які розміщені в гідравлічній та механічній гілках трансмісії.

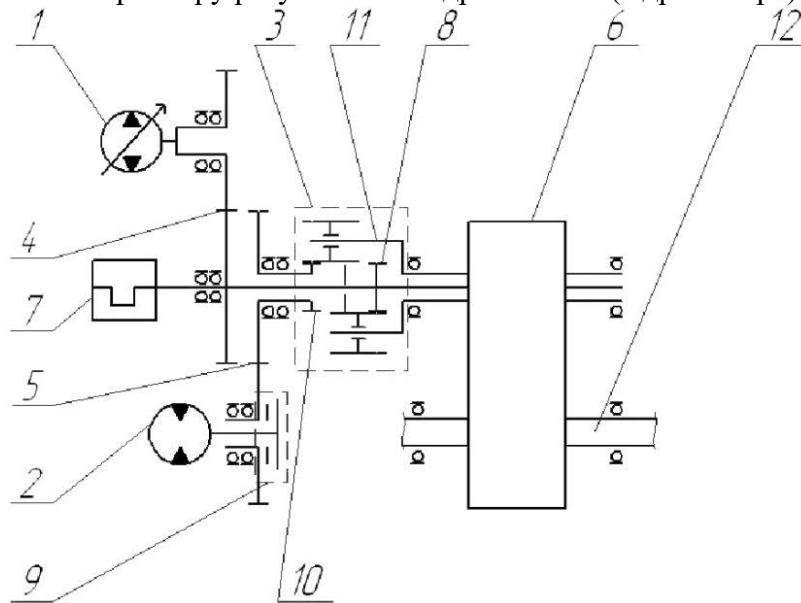
Математичний опис силової установки. Об'єктом дослідження є колісний трактор ХТЗ-242К оснащеного безступінчастою двопотоковою ГОМТ.

Двопотокова безступінчаста ГОМТ побудована за схемним рішенням диференціал на виході [14 – 16]. Унікальність цієї трансмісії ґрунтується на наявності конструктивного параметру планетарного механізму, який складає $k = -1$. Такий тип диференціалів в основному застосовується як міжколісний планетарний механізм практично на всіх автомобілях, а також як міжосьовий – в повнопривідних машинах з однаковим розподілом навантажень на вісі.

Описуючи принцип роботи трансмісії на етапі розгону, відмітимо, що крутний момент від двигуна 7 (рис. 1) розподіляється на дві частини. Перша частина передається за рахунок зміни параметру регулювання гідромашини (гідронасосу) 1 на гідромотор 2, далі через зубчасту передачу 5 на першу сонячну шестірню 10 диференціального механізму 3. Друга частина моменту двигуна 7 підводиться до другої сонячної шестірні 8 диференціального механізму 3. Обидва потоки складаються на водилі 11 диференціального механізму 3. З водила 11 диференціального механізму 3 сумарний крутний момент через одну з передач пристрою перемикачів 6 передається на вихідний вал 12, звідки кінематичним шляхом передається до ведучих коліс.

Зміна швидкості руху трактора від мінімального до максимального в межах кожного швидкісного технологічного діапазону забезпечується зміною параметру регулювання гідромашини (гідронасосу) 1 від мінімального значення до максимального при постійному

максимальному значенні параметру регулювання гідромашини (гідромотора) 2.



а



б

Рис. 1 – Двопотокова безступінчаста ГОМТ:
а – структурна схема; б – загальний вид на випробувальному стенді

При використанні трансмісії на колісному тракторі ХТЗ-21021, при русі вперед реалізуються наступні безступінчасті швидкісні діапазони: 0 – 7,2 км/год; 0 – 12,8 км/год; 0 – 21,5 км/год; 0 – 41,5 км/год. Дані діапазони швидкості повністю реалізують потреби фермерських господарств, як на тяговому режимі, так і на транспортному режимі.

Математичний опис роботи безступінчастої трансмісії ґрунтується на фундаментальних рівняннях. Опис редукторного ланцюга здійснюється наступним чином

$$\begin{cases} \omega_1 \cdot i_1 - \omega_2 = 0; \\ M_{1b} \cdot \eta_1^{\Theta \cdot \text{sign}(N_1)} + i_1 \cdot M_{2a} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де ω_i – кутове прискорення ланки; i_j – передавальне відношення редуктора; M_{nm} – моменти на ланках трансмісії; m – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки; n – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок; η_j – ККД редуктора; Θ – коефіцієнт урахування

втрат в зубчастих зачепленнях ($\Theta = 0$ – без урахування втрат, $\Theta = -1$ з урахуванням втрат в зубчастих зачепленнях); N_n – потужність, що передається ланками трансмісії (добуток кутових швидкостей на відповідні моменти з урахуванням знаку дають величину і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах трансмісії)

Опис планетарного механізму реалізується за формулою Віллеса та балансу потужності й квазістатичної рівноваги планетарного ряду з урахуванням втрат моментів на тертя в зачепленнях планетарних механізмів:

$$\begin{cases} \omega_1 - k \cdot \omega_2 + (k-1)\omega_3 = 0; \\ M_1 \eta_{13}^{\Theta \text{sign}(N_1)} + M_2 \eta_{23}^{\Theta \text{sign}(N_2)} + M_3 = 0; \\ M_1 \eta_{13}^{\Theta \text{sign}(N_1)} + M_2 \eta_{23}^{\Theta \text{sign}(N_2)} + M_3 = 0, \end{cases} \quad (2)$$

де k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду; η_{13} , η_{23} – ККД в зубчастих зачепленнях сонце-сателіт та епіцикл-сателіт при зупиненому водило, що визначають втрати моментів.

Алгоритм опису гідрооб'ємної передачі виглядає наступним чином

$$\begin{cases} e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_1 - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_2 = \left((1 + C_{1y} \cdot |\omega_1|) \cdot K_{1y} / \mu + \right. \\ \left. + (1 + C_{2y} \cdot |\omega_2|) \cdot K_{2y} / \mu \right) \cdot \Delta P; \\ M_{1b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_1); \\ M_{2a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_2), \end{cases} \quad (3)$$

де e_1 , e_2 – параметри регулювання гідравлічних машин гідрооб'ємної передачі (1 – гідронасос; 2 – гідромотор); q_1 , q_2 – максимальна продуктивність гідромашин; K_{iy} , C_{iy} – коефіцієнти втрат для гідронасоса ($i = 1$) і для гідромотора ($i = 2$); μ – коефіцієнт динамічної в'язкості; ω_1 , ω_2 – кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора; ΔP – перепад робочого тиску в гідрооб'ємній передачі; ΔM_1 , ΔM_2 – втрати моменту в гідромашинах, що обчислюються, як функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів q_1 , q_2 і перепаду тиску ΔP .

$$\Delta M_1 = q_1 \cdot \left[K_1 \cdot |\omega_1| \cdot (1 + K_2 \cdot e_1^2) + \frac{K_5 \cdot (1 + K_4 \cdot |e_1|)}{(1 + K_3 \cdot |\omega_1| \cdot \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_1})} \cdot \Delta P + \frac{K_8 \cdot (1 + K_7 \cdot |e_1|)}{(1 + K_6 \cdot |\omega_1| \cdot \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_1})} \right]; \quad (4)$$

$$\Delta M_2 = q_2 \cdot \left[K_1 \cdot |\omega_2| \cdot (1 + K_2 \cdot e_2^2) + \frac{K_5 \cdot (1 + K_4 \cdot |e_2|)}{(1 + K_3 \cdot |\omega_2| \cdot \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_2})} \cdot \Delta P + \frac{K_8 \cdot (1 + K_7 \cdot |e_2|)}{(1 + K_6 \cdot |\omega_2| \cdot \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_2})} \right]; \quad (5)$$

де K_{1-8} – коефіцієнти гідромеханічних втрат, які визначаються експериментальними дослідженнями.

Таким чином, представлено математичний апарат, завдяки якому стає можливим імітувати процес руху колісного трактора ХТЗ з двопотоковою безступінчастою ГОМТ.

Критеріальна раціоналізація будови трансмісії. Говорячи про такий критерій, як продуктивність, необхідно відзначити, що він відноситься до комплексного показника якості сільськогосподарських тракторів. Критерій продуктивності відноситься до техніко-економічних показників і залежить від вихідної швидкості. Оскільки безступінчата трансмісія створена за принципом розміщення планетарного механізму на виході, тобто відіграючи роль суматора потоків потужності, доцільним також є аналіз стартової швидкості, який повинен починатись з нульової відмітки. Для більшої наочності та виконання дослідницької роботи

впровадимо в механічну гілку трансмісії два редуктори, які матимуть сумарне передавальне відношення i_{Σ} . У випадку $i_{\Sigma} = 1$ трансмісія буде працювати у своєму штатному робочому діапазоні

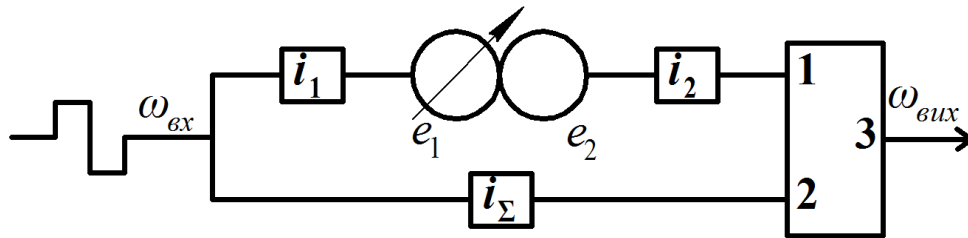


Рис. 2 – Структурна схема для дослідження безступінчастої трансмісії (рис. 1)

Розглянемо три випадки:

– Умова 1: $i_1 = \text{var}$; $i_2 = \text{var}$; $i_{\Sigma} = \text{const}$ (прийнемо $i_{\Sigma} = 1$). Даний випадок розглядається для узгодження роботи гідравлічної гілки (рис. 3). Аналізуючи результати з рис. 3 можна помітити, що нульова стартова швидкість реалізується взаємо-зворотних величин передавальних відношень редукторів, які знаходяться в гідравлічній гілці трансмісії, тобто $i_1 = 1/i_2$. Отриманий результат на рис. 3 дозволяє підібрати стартову та максимальну швидкість залежно від величини передавальних відношень.

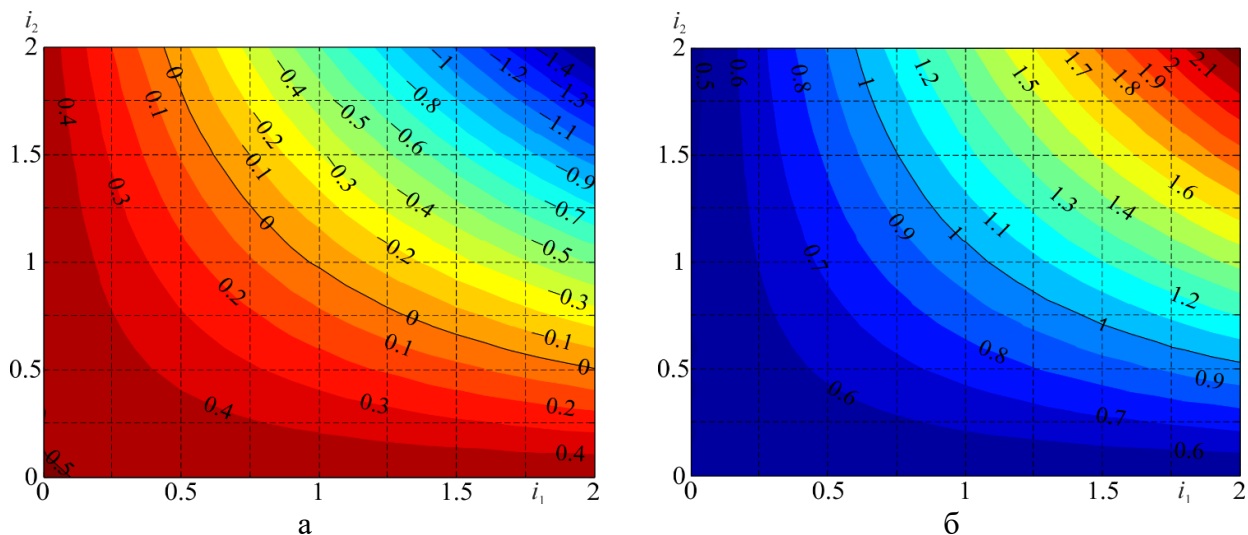


Рис. 3 – Залежність $\omega_{\text{вих}}/\omega_{\text{вх}}$ при варіюванні i_1 та i_2 :
а – стартова швидкість ($e_1 = -1$); б – максимальна швидкість ($e_1 = +1$)

– Умова 2: $i_1 = \text{var}$; $i_2 = 1/i_1$; $i_{\Sigma} = \text{var}$. Даний випадок розглядається для узгодження роботи гідравлічної та механічної гілок (рис. 4). Аналізуючи результати з рис. 4а, необхідно відмітити, що при $i_{\Sigma} = 1$ трансмісія має співставні значення з базовою. При $i_{\Sigma} = 1$ помітно, що стартова швидкість $\omega_{\text{вих}}/\omega_{\text{вх}} = 0$ при $i_1 = [1,5; 1,7]$. З рис. 4б помітно, що при $i_{\Sigma} = 1$ не досягається $\omega_{\text{вих}}/\omega_{\text{вх}} = 1$, що пов'язано з втратами потужності в механічній на гідравлічній ланках. Встановлено межі зменшення $i_1 < 1$ та компенсації потужності механічною гілкою трансмісії.

– Умова 3: $i_1 = \text{const}$ (прийнемо $i_1 = 1,1$); $i_2 = \text{var}$; $i_{\Sigma} = \text{var}$. Даний випадок розглядається для узгодження роботи гідравлічної та механічної гілок (рис. 5). Аналізуючи результати з рис. 5а, необхідно відмітити, що і як для Умови 2 при $i_{\Sigma} = 1$ трансмісія має співставні значення з базовою. При $i_{\Sigma} = 1$ помітно, що стартова швидкість $\omega_{\text{вих}}/\omega_{\text{вх}} = 0$ при $i_2 = 0,91$ або $i_2 = 1/1,1$. З рис. 5б помітно, що при $i_{\Sigma} = 1$ не досягається $\omega_{\text{вих}}/\omega_{\text{вх}} = 1$, що пов'язано з втратами потужності в механічній на гідравлічній ланках.

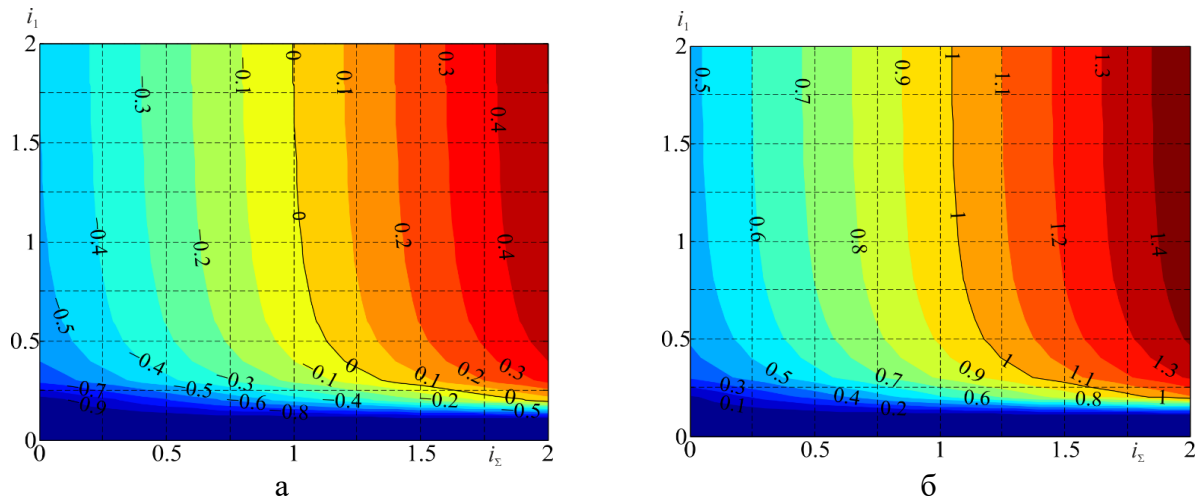


Рис. 4 – Залежність $\omega_{вих}/\omega_{вх}$ при варіюванні i_1 та i_{Σ} :
а – стартова швидкість ($e_1 = -1$); б – максимальна швидкість ($e_1 = +1$)

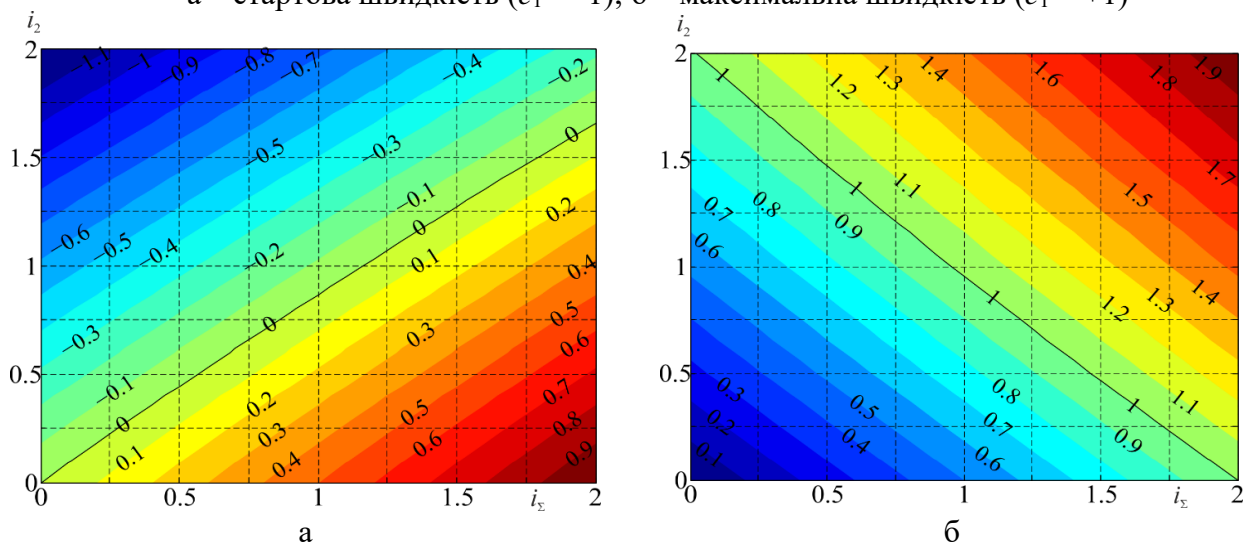


Рис. 5 – Залежність $\omega_{вих}/\omega_{вх}$ при варіюванні i_2 та i_{Σ} :
а – стартова швидкість ($e_1 = -1$); б – максимальна швидкість ($e_1 = +1$)

Аналізуючи отриманий результат з рис. 3 – 5, необхідно відмітити, що подальше розширення діапазону продуктивності вимагає вирішення задачі нелінійної оптимізації, в якій атрибутами пошуку будуть виступати i_1 , i_2 , i_{Σ} . Особливо цінним також буде пошук оптимального значення при використанні різних об'ємів гідромашини. Таким чином, виконано аналіз двопоточної безступінчастої ГОМТ за критерієм продуктивності.

Висновки. Наведено фундаментальний математичний опис роботи двопотокової ГОМТ, яка враховує редуктори, планетарний механізм та гід्रोоб'ємну передачу. На прикладі безступінчастої трансмісії, що працює за схемним рішенням розміщення суматора потоків на вихідній ланці, встановлено взаємозв'язок між ланками гідравлічної та механічної гілок трансмісії за критерієм продуктивності. Робота містить практичні рекомендації з підбору передаточних відношень в гілках трансмісії на зміну стартової та максимальної швидкості.

Список літератури

1. Кожушко А. П. Аналіз розвитку трансмісійних установок сучасних колісних тракторів / А. П. Кожушко, В. Д. Даниленко, С. Г. Селевич // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Автомобіле- та тракторобудування : зб. наук. пр. – Харків : НТУ "ХПІ", 2022. – № 2. – С. 118-131.
2. Самородов В.Б. Розподіл потоків потужності у гідрооб'ємно-механічних трансмісіях, що працюють за схемою «диференціал на вході» / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – 2012. – № 60 (966). – С. 31 – 41.

3. Самородов В.Б. Вплив об'єму гідромотора на параметри гідрооб'ємно-механічних трансмісій (схема «диференціал на вході») / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2013. – № 2/7 (62). – С. 7 – 11.
4. Самородов В.Б. Вплив об'єму гідромотора на основні параметри гідрооб'ємно-механічних трансмісій, що працюють за схемою «диференціал на виході» / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2012. – № 6/7 (60). – С. 20 – 25.
5. Самородов В.Б. Особливості розподілу потоків потужності у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Вісник ХНАДУ. – 2013. – № 63. – С. 7 – 17.
6. Li Q., Zhou X., Wang S., Liang J. Power split transmission with continuously variable planetary ratio. Mech. Mach. Theory, 2019. – Vol. 140. – pp. 765–780.
7. Xue L., Jiang H., Zhao Y., Wang J., Wang G., Xiao M. Fault diagnosis of wet clutch control system of tractor hydrostatic power split continuously variable transmission. Computers and Electronics in Agriculture, 2022. – Vol. 194. 106778, <https://doi.org/10.1016/j.compag.2022.106778>.
8. Wu W., Luo J., Wei C., Liu H., and Yuan S. Design and control of a hydro-mechanical transmission for all-terrain vehicle, Mechanism Mach. Theory, 2020. – vol. 154 (104052).
9. Renius, K.T. Fundamentals of Tractor Design; Springer Nature: Cham, Switzerland, 2020.
10. Мітцель М.О. Вплив особливих зон роботи гідропередачі на техніко-економічні показники колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / М. О. Мітцель; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". - Харків, 2016. - 21 с.
11. Samorodov, V. Experimental confirmation of the rational change parameter of the hydraulic transmission during acceleration and braking of the hydrostatic transmissions / V. Samorodov, A. Kozhushko, N. Mittsel, E. Pelipenko, M. Burlyga // International Collection of scientific proceedings. – 2017. – Vol. 7 (25). – P. 9–24.
12. Шевцов В. М. Аналіз теплового стану складових гідравлічних систем в складі трансмісій самохідних машин / В. М. Шевцов, К. С. Рєзва // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Автомобіле- та тракторобудування : зб. наук. пр. – Харків : НТУ "ХПІ", 2022. – № 1. – С. 53-60. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2022.1.07>
13. Кожушко А. П. Теоретичне дослідження безступінчастої трансмісії автомобіля Кра3-63221-02 для ремонту нафтогазових свердловин / А. П. Кожушко, О. О. Островерх, В. М. Шевцов // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Сер. : Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків : НТУ "ХПІ", 2017. – № 6 (1228). – С. 45-51.
14. Samorodov V. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors / V. Samorodov, E. Pelipenko // International Collection of scientific proceedings. – Warszawa: Consilium Sp. z o.o. – 2016. – Vol. 6 (13). – P. 49 – 57.
15. Самородов В.Б. Перспективні трансмісії колісних тракторів / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, Є.С. Пелипенко, М.О. Мітцель // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Автомобіле- та тракторобудування». – 2014. – № 10 (1053). – С. 3 – 10.
16. Самородов В. Б. Обґрунтування збіжності рекурентних процедур при визначенні параметрів гідрооб'ємних передач при роботі у складі гідрооб'ємно-механічних трансмісій / В. Б. Самородов, В. В. Єпіфанов, Г. Г. Гриненко // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Сер. : Автомобіле- та тракторобудування. – Харків : НТУ "ХПІ", 2017. – № 13 (1235). – С. 3-13.

References (transliterated)

1. Kozhushko A.P., Danylenko V.D., Selevych S.H. Analiz rozvytku transmissiinykh ustanovok suchasnykh kolisnykh traktoriv [Analysis in development of transmissions for modern wheeled tractors]. Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Avtomobile- ta traktorobuduvannia [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor building]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2022. no 2. pp. 118 – 131.
2. Samorodov V.B., Bondarenko A.I. Rozpodil potokiv potuzhnosti u hidroobiemno-mekhanichnykh transmissiiah, shcho pratsiuiut za skhemoiu «dyferentsial na vkhodi» [Distribution of power flows in hydraulic-mechanical transmissions operating according to the "input differential" scheme]. Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Avtomobile- ta traktorobuduvannia [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor building]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2012. no. 60 (966). pp. 31 – 41.
3. Samorodov V.B., Bondarenko A.I. Vplyv obiemu hidromotora na parametry hidroobiemno-mekhanichnykh transmissii (skhema «dyferentsial na vkhodi») [The influence of the volume of the hydraulic motor on the parameters of hydraulic-mechanical transmissions ("input differential" scheme)]. Skhidno-Yevropeyskyi zhurnal peredovykh tekhnolohii. Serii: Prykladna mekhanika [Eastern European Journal of Advanced Technologies. Series: Applied mechanics]. 2013. no. 2/7 (62). pp. 7 – 11.
4. Samorodov V.B., Bondarenko A.I. Vplyv obiemu hidromotora na osnovni parametry hidroobiemno-mekhanichnykh transmissii, shcho pratsiuiut za skhemoiu «dyferentsial na vykhodi» [The influence of the volume of the hydraulic motor on the main parameters of hydraulic-mechanical transmissions operating according to the "output differential" scheme]. Skhidno-Yevropeyskyi zhurnal peredovykh tekhnolohii. Serii: Prykladna mekhanika [Eastern European Journal of Advanced Technologies. Series: Applied mechanics]. 2012. no. 6/7 (60). pp. 20 – 25.
5. Samorodov V.B., Bondarenko A.I. Osoblyvosti rozpodilu potokiv potuzhnosti u bezstupinchastykh hidroobiemno-

- mekhanichnykh transmisiiakh [Peculiarities of the distribution of power flows in stepless hydraulic-volumetric-mechanical transmissions]. Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho avtomobilno dorozhnoi universytet [Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Road University]. 2013. no. 63. pp. 7 – 17.
6. Li Q., Zhou X., Wang S., Liang J. Power split transmission with continuously variable planetary ratio. Mech. Mach. Theory, 2019. – Vol. 140. Pp. 765–780.
 7. Xue L., Jiang H., Zhao Y., Wang J., Wang G., Xiao M. Fault diagnosis of wet clutch control system of tractor hydrostatic power split continuously variable transmission. Computers and Electronics in Agriculture. 2022. Vol. 194, 106778. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2022.106778>.
 8. Wu W., Luo J., Wei C., Liu H., Yuan S. Design and control of a hydro-mechanical transmission for all-terrain vehicle // Mechanism Mach. Theory, 2020. – vol. 154 (104052).
 9. Renius, K.T. Fundamentals of Tractor Design. Springer Nature: Cham. Switzerland. 2020.
 10. Mittsel N. Vplyv osoblyvykh zon roboty hidropredachi na tekhniko-ekonomichni pokaznyky kolisnykh traktoriv z bezstupinchastymy hidroob'ємno-mekhanichnymy transmisiiamy : avtoref. dys. ... kand. tekhn. nauk : 05.22.02; National Technical University "KhPI". Kharkiv, NTU "KhPI". 2016. 21 p.
 11. Samorodov V., Kozhushko A., Mittsel N., Pelipenko E., Burlyga M. Experimental confirmation of the rational change parameter of the hydraulic transmission during acceleration and braking of the hydrostatic transmissions. International Collection of scientific proceedings. 2017. Vol. 7 (25). pp. 9 – 24.
 12. Shevtsov V., Riezva K. Analiz teplovoho stanu skladovykh hidravlichnykh system v skladi transmisii samokhidnykh mashyn [Analysis of the thermal state of the components of hydraulic systems in the transmissions of self-propelled machines]. Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Avtomobile- ta traktorobuduvannya [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor building]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2022. no. 1. pp. 53 – 60. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2022.1.07>
 13. Kozhushko A. P., Ostroverkh O. O., Shevtsov V. M. Teoretychne doslidzhennia bezstupinchastoi transmisii avtomobilia KrAZ-63221-02 dlia remontu naftohazovykh sverdlolvyn [Theoretical study of the continuously variable transmission of the KrAZ-63221-02 car for the repair of oil and gas wells]. Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Matematychni modeliuvannya v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser. : Mathematical modeling in engineering and technologies]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2017. no. 6 (1228). pp. 45-51.
 14. Samorodov V., Pelipenko E. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors. International Collection of scientific proceedings. Warszawa: Consilium Sp. z o.o. 2016. Vol. 6 (13). pp. 49 – 57.
 15. Samorodov V.B., Bondarenko A.I., Kozhushko A.P., Pelypenko Y.S., Mittsel M.O. Perspektyvni transmisii kolisnykh traktoriv [Prospective transmissions of wheeled tractors]. Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Avtomobile- ta traktorobuduvannya [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor building]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2014. no. 10 (1053). pp. 3 – 10.
 16. Samorodov V.B., Yepifanov V.V., Grynenko H.H. Obgruntuvannya zbizhnosti rekurentnykh protsedur pry vyznachenni parametriv hidroob'ємnykh peredach pry roboti u skladi hidroob'ємno-mekhanichnykh transmisii [Justification of the convergence of recurrent procedures when determining the parameters of hydrovolumetric transmissions when working as part of hydrovolumetric-mechanical transmissions]. Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Avtomobile- ta traktorobuduvannya [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor building]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2017. no. 13 (1235). pp. 3 – 13.

Надійшла (received): 05.05.2024 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Трембач Олексій Сергійович (Trembach Oleksiy) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0679-3016>; e-mail: alexcey904@gmail.com

Кожушко Андрій Павлович (Andrii Kozhushko) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4725-5911>; e-mail: Andreykozhusko7@gmail.com

Пеліпенко Євген Сергійович (Pelypenko Yevhen) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8988-791X>; e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com

Мамонтов Анатолій Геннадійович (Mamontov Anatolii) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5586-2113>; e-mail: monkhohtar@gmail.com

Варабаш Григорій Іванович (Varabash Grigorij) – кандидат технічних наук, доцент, Сумський національний аграрний університет, доцент кафедри агроінжинірингу, м. Суми, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0003-1075-479X>; e-mail: barabashgi@ukr.net