

А. П. КОЖУШКО, О. О. ОСТРОВЕРХ, В. М. ШЕВЦОВ

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ БЕЗСТУПІНЧАТОЇ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ КРАЗ-63221-02 ДЛЯ РЕМОНТУ НАФТОГАЗОВИХ СВЕРДЛОВИН

Описано процес визначення динамічного фактора автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин, який оснащено механічною та гідрооб'ємно-механічною трансмісією. Обґрунтовано вибір підходу для визначення передавального відношення в замкнутому контурі безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії. Наведено результати порівняльного аналізу значень динамічного фактора при використанні на автомобілях для ремонту нафтогазових свердловин безступінчастої гідрооб'ємно-механічної та механічної трансмісії.

Ключові слова: автомобіль, розгін, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, динамічний фактор, коефіцієнт корисної дії.

Описан процесс определения динамического фактора автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин, который оснащён механической и гидравлическо-механической трансмиссиями. Обосновано определение передаточного отношения в замкнутом контуре бесступенчатой гидравлическо-механической трансмиссии, и приведены результаты сравнительного анализа значений динамического фактора при использовании на автомобилях для ремонта нефтегазовых скважин бесступенчатой гидравлическо-механической и механической трансмиссий.

Ключевые слова: автомобиль, разгон, гидравлическо-механическая трансмиссия, динамический фактор, коэффициент полезного действия.

In this paper we describe the process of determining the value of the dynamic factor for the vehicle KrAZ-63221-02 used to repair oil and gas wells, which is equipped with mechanical and hydrovolumetric-mechanical transmissions. Two approaches are proposed for determining the transmission number of the hydrovolumetric-mechanical transmission by constructing a system of equations describing the change in angular velocities of the hydrovolumetric-mechanical transmission elements and the formation of a transmission ratio in a closed circuit. The paper substantiates the choice of the approach to determine the transmission ratio in a closed circuit of a continuously variable hydrovolumetric-mechanical transmission. The values of the coefficient of efficiency for continuously variable hydrovolumetric-mechanical and mechanical transmissions are calculated. The results of the comparative analysis of the values of the dynamic factor for the vehicles used to repair oil and gas wells with continuously variable hydrovolumetric-mechanical and mechanical transmissions are given.

Key words: vehicle, acceleration, hydrovolumetric-mechanical transmission, dynamic factor, efficiency.

Вступ. В світовій галузі машинобудування розвиток конструкцій автомобілів та тракторів, як правило, направлено на підвищення технічного рівня, а також на покращення умов праці водія, як в транспортному, так і в робочому режимах праці.

Впровадження нових технічних рішень в машинобудуванні приводить до виникнення нових конструкцій, які, в першу чергу, спрямовані на альтернативу механічній передачі потужності від силової установки до рушіїв. На сьогоднішній день в автомобілебудуванні розповсюджені такі типи трансмісій, як електромеханічна, з варіатором, тощо. Аналізуючи трансмісії сучасних тракторів [1], необхідно відзначити такі рішення, як гідрооб'ємно-механічні трансмісії (ГОМТ), які набувають більшої популярності в порівнянні зі ступінчастими механічними трансмісіями. Що пов'язано з забезпеченням плавності руху, автоматизації управління, підвищенням ергономічних властивостей під час виконання технологічних операцій, тощо.

Застосування ГОМТ на автомобілях надає наступні переваги в порівнянні з механічною трансмісією: незалежне розташування агрегатів трансмісії, що дозволяє найдоцільніше розмістити їх на машині; високі захисні властивості трансмісії, тобто надійне оберігання від перевантажень двигуна і системи приводу робочих органів завдяки установці запобіжних і переливних клапанів; підвищує прохідність в результаті безперервного потоку потужності та плавної зміни моменту; знижує динамічні навантаження в трансмісії при змінних режимах роботи; підвищення середніх швидкостей руху по бездоріжжю за рахунок кращого використання потужності двигуна внутрішнього згорання, тощо.

Аналіз останніх досліджень. Існує ряд публікацій [1 – 3], присвячених розгляду питань, пов'язаних з аналізом ГОМТ. Зокрема, в роботі [1] проведено аналіз західноєвропейського ринку, який показав, що трактори оснащуються трансмісіями з синхронізованими коробками перемикачів передач та коробками з шестернями постійного зчеплення, трансмісіями діапазонного типу з перемикачів передач під навантаженням в діапазоні, трансмісіями з перемикачів всіх передач під навантаженням, а також безступінчастими двопотоковими трансмісіями

Дослідженню використання на автомобілях для ремонту нафтогазових свердловин ГОМТ присвячені праці [4 – 6], в яких автори роблять акцент на аналіз роботи трансмісії під час спуско-підйомних операцій. Проте в повній мірі не з'ясовано вплив використання ГОМТ замість механічної трансмісії в процесі виконання транспортних робіт.

В роботі [6] наводяться аргументації щодо доцільності використання безступінчастих ГОМТ у автомобілях для ремонту нафтогазових свердловин в процесі підйому та спуску колон труб. Проте використання ГОМТ в автомобілях потребує їх обґрунтування з точки зору тягово-швидкісної характеристики, а саме зіставлення показників динамічного фактору, отриманого для автомобіля з механічною трансмісією та безступінчастою ГОМТ.

Постанова задачі. Використання на автомобілях ГОМТ, перш за все, пов'язано з вирішенням спеціальних задач, тобто для виконання робочих операцій. Зважаючи на це, цілком доречно дослідити впровадження ГОМТ

на спеціальні автомобілі, наприклад, автомобілі для ремонту нафтогазових свердловин, а також дослідити зміну показників трансмісії та в цілому автомобіля при виконання транспортних робіт. Таким чином, метою роботи є теоретично обґрунтувати використання ГОМТ на автомобілі КрАЗ-63221-02 для ремонту нафтогазових свердловин за рахунок порівняння значення динамічного фактору автомобіля з ГОМТ та механічною трансмісією.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- сформулювати математичну модель, що дозволить визначити передавальне число ГОМТ;
- навести математичну модель, що дозволить визначити показник динамічного фактору;
- порівняти значення динамічного фактору на автомобілі КрАЗ-63221-02 з механічною трансмісією та ГОМТ.



Рис. 1 – Автомобіль для ремонту нафтогазових свердловин.

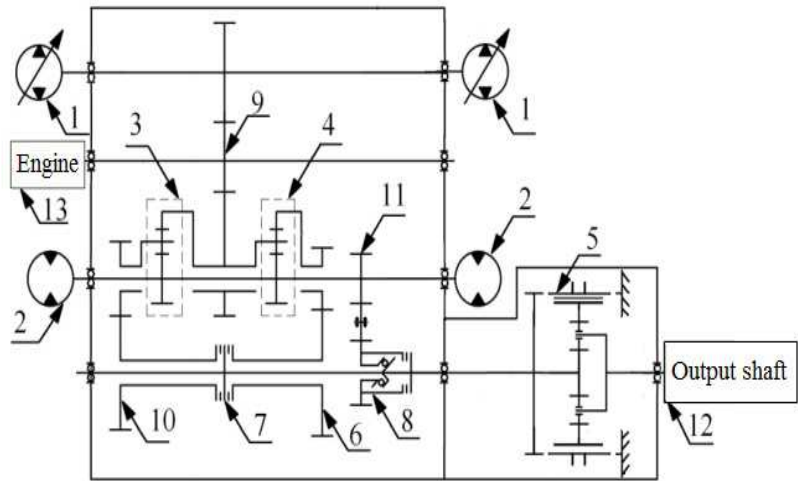


Рис. 2 – Кінематичні схеми трансмісій ГОМТ: 1 – регульований гідронасос; 2 – нерегульований гідромотор; 3, 4, 5 – планетарні механізми; 6, 9, 10, 11 – редуктори; 7 – гідропідтискні муфти; 8 – обгінна муфта; Engine – двигун внутрішнього згоряння; Output shaft – вихідний вал.

Математична модель. Описуючи автомобіль для ремонту нафтогазових свердловин (рис. 1) необхідно більш детально окреслити конструктивні особливості базової 8-ступінчастої механічної трансмісії та запропонованої ГОМТ (рис. 2).

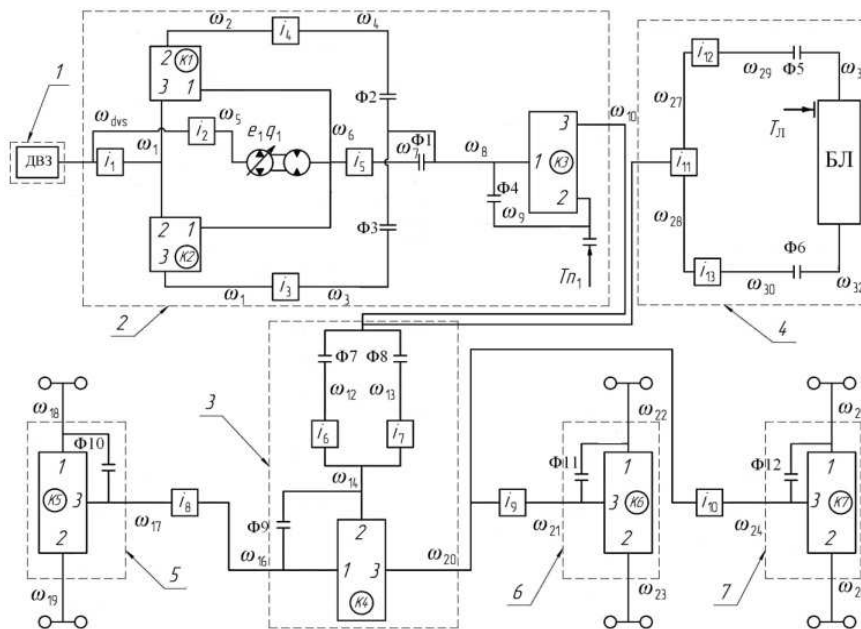


Рис. 3 – Схема запропонованої безступінчастої ГОМТ:

1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – ГОМТ; 3 – роздавальна коробка; 4 – лебідка; 5, 6, 7 – ведучі мости; ω_j – кутова швидкість ланки; i_j – передавальне число редуктора; k_f – планетарний механізм ($f = 1 \dots 7$);

Φ_n – параметр, що описує фрикційну пару ($n = 1 \dots 12$); T – параметр, що описує гальмо; БЛ – барабан лебідки.

Механічна трансмісія має вісім швидкісних діапазонів передач в транспортному режимі руху, і технологічному режимі роботи, які забезпечуються ступінчастою механічною трансмісією. Трансмісія установки передає

потужність від коробки відбору потужності на двоступеневу проміжну опору і далі до виконавчих механізмів. В якості привода установки використовується ходовий двигун шасі. До трансмісії належать: коробка відбору потужності на роздавальній коробці (приналежність шасі), проміжна опора, циліндричний редуктор, карданні вали, зубчасті муфти, а також роздавальний редуктор, ланцюгові передачі, фрикційні муфти, які конструктивно входять до складу лебідки і забезпечують обертання барабана лебідки [4].

Запропонована безступінчаста ГОМТ (рис. 2) складається з двигуна внутрішнього згоряння 13 гідрооб'ємної передачі, а саме: з двох регульованих гідронасосів 1 і двох нерегульованих гідромоторів 2, по 112 см³; планетарних механізмів 3, 4, 5; редукторів 6, 9, 10, 11; гідропідтискної 7 і обгінної муфт 8; вихідного вала 12. В запропонованій конструкції потужність двигуна йде окремими потоками в залежності від діапазону. Однопотоким – гідравлічним, коли потужність двигуна 13, через редуктор 9 передається до вала гідронасоса 1, через трубопроводи на вал гідромотора 2, далі на редуктор 11, обгінну муфту 8, планетарний механізм 5 до вихідного вала 12. Двопотоким – гідрооб'ємно-механічним, коли потужність двигуна через редуктор 9, коронну шестерню і водило двох планетарних механізмів 3, 4 (в залежності від діапазону), далі з водила і коронної шестерні, до двох редукторів 6, 10 та двох гідропідтискних муфт 7, планетарного механізму 5 до вихідного вала 12. ГОМТ з диференціалом на виході має три швидкісні безступінчасті діапазони передач при транспортному режимі руху: однопотоким, який забезпечується гідрооб'ємною передачею та планетарним механізмом 5, та двома двопотокими, які забезпечуються гідрооб'ємною передачею та планетарними рядами 3, 4. При виконанні спускопідйомної операції у ГОМТ з диференціалом на виході застосовується лише два діапазони передач, однопотоким та один двопотоким (ввімкнено планетарний механізм 4) [5 – 6].

В процесі дослідження роботи автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин з безступінчастою ГОМТ на транспортному режимі роботи необхідно відзначити можливість руху заднім ходом, який досягається зміною параметру регулювання гідронасосу $e_1 \in [0; -1]$.

Основним критерієм, який окреслює тягово-швидкісні характеристики є динамічний фактор. При визначенні динамічного фактора автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин скористаємося класичними рівняннями

$$V = \omega_{dvs} \cdot r_k / (i_k \cdot i_o \cdot i_{rk}); \quad (1)$$

$$P_k = M \cdot \eta_{tr} \cdot \omega_{dvs} / V; \quad (2)$$

$$P_w = k \cdot F \cdot V^2; \quad (3)$$

$$D_{meh} = (P_k - P_w) / G, \quad (4)$$

де V – швидкість руху автомобіля; ω_{dvs} – кутова швидкість колінчастого вала; r_k – радіус кочення колеса; i_k – передавальне число відповідної передачі; i_o – передавальне число головної передачі; i_{rk} – передавальне число в роздавальній коробці передач; P_k – тягова сила на колесах; M – крутний момент двигуна; η_{tr} – ККД трансмісії; P_w – сила опору повітря; k – коефіцієнт опору повітря; F – площа поперечного перетину (лобового опору); G – вага автомобіля.

При визначенні швидкості руху автомобіля з механічною трансмісією цілком доцільно скористатись рівнянням (1), проте розглядаючи автомобіль з ГОМТ це недоречно, адже гідрооб'ємна передача має змінне передавальне число та більші втрати енергії в механічній і гідравлічній гілках. Тому необхідно навести систему рівнянь, що опише зміну кутових швидкостей елементів ГОМТ, на основі структурної схеми (рис. 3):

Перший діапазон	Другий діапазон	Третій діапазон
$w_{dvs} \cdot i_2 - w_5 = 0;$	$w_{dvs} \cdot i_1 - w_0 = 0;$	$w_{dvs} \cdot i_1 - w_0 = 0;$
$w_6 \cdot i_5 - w_7 = 0;$	$w_{dvs} \cdot i_2 - w_5 = 0;$	$w_{dvs} \cdot i_2 - w_5 = 0;$
$w_7 - w_8 = 0;$	$w_6 - k_1 \cdot w_0 + (k_1 - 1) \cdot w_1 = 0;$	$w_6 - k_2 \cdot w_2 + (k_2 - 1) \cdot w_0 = 0;$
	$w_1 \cdot i_3 - w_3 = 0;$	$w_2 \cdot i_4 - w_4 = 0;$
	$w_3 - w_8 = 0;$	$w_4 - w_8 = 0;$
$-e_1 \cdot q_1 \cdot w_4 + e_2 \cdot q_2 \cdot w_5 = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot \omega_4) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot \omega_5) + \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (\omega_4 + \omega_5) \right) \cdot \Delta P; \quad (5)$		
	$w_8 - k_3 \cdot w_9 + (k_3 - 1) \cdot w_{10} = 0;$	$w_{10} - w_{12} = 0;$
	$w_{12} \cdot i_6 - w_{14} = 0;$	$w_{16} - k_5 \cdot w_{14} + (k_5 - 1) \cdot w_{20} = 0;$
	$w_{16} \cdot i_8 - w_{17} = 0;$	$w_{18} - k_6 \cdot w_{19} + (k_6 - 1) \cdot w_{17} = 0;$
	$w_{20} \cdot i_9 - w_{21} = 0;$	$w_{22} - k_7 \cdot w_{23} + (k_7 - 1) \cdot w_{21} = 0;$
	$w_{20} \cdot i_{10} - w_{24} = 0;$	$w_{25} - k_8 \cdot w_{26} + (k_8 - 1) \cdot w_{24} = 0.$

де ω_i – кутова швидкість ланки ($\omega_i = \pi \cdot n / 30$); n – частота обертання колінчастого вала двигуна; ω_{dvs} – кутова швидкість колінчастого вала двигуна; k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду; e_1, e_2 – від-

носні параметри регулювання гідронасоса і гідромотора; q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин (гідронасоса і гідромотора, відповідно); ΔP – 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; V_{0^*} – об'єм рідини, що стискається; $E(g^*)$ – модуль пружності робочої рідини, що залежить від відсотка g^* газовмісту.

При формуванні передавального числа ГОМТ (i_k) можна скористатись зворотною величиною, а саме передавальним відношенням, визначення якого, безпосередньо для ГОМТ наводиться в роботах [7 – 10]. На основі цих робіт відомо, що при розподілу потужності в двопотоковій ГОМТ можливо три режиму роботи, що відповідно змінює визначення передавального відношення в замкнутому контурі.

Автор в роботах [9] пропонує універсальні рівняння, які надають змогу визначення передавального відношення (i) при паралельному, з переваженням механічної гілки та з переваженням гідравлічної гілки

$$N_A / N_C = \eta_{HSD}^{\pm 1} / (\eta_{HSD}^{\pm 1} - i); \tag{6}$$

$$N_B / N_C = \eta_{HSD}^{\pm 1} \cdot i / (i - \eta_{HSD}^{\pm 1}), \tag{7}$$

де N_A – потужність, яка протікає по механічній гілці ГОМТ; N_C – потужність двигуна внутрішнього згоряння; η_{HSD} – ККД ГОП; N_B – потужність, яка протікає по гідравлічній гілці ГОМТ.

Узагальнюючи наведені рівняння (6) – (7) необхідно відмітити, що при паралельному розподілу потужності показник ступеню ККД ГОП повинен дорівнювати +1, що приведе до нерівності $i < 0$. В випадку переваження механічної гілки показник ступеню ККД ГОП повинен дорівнювати -1, що приведе до умови $i > 0$. При переваженні гідравлічної гілки цей показник повинен дорівнювати +1, що, на відміну від випадку при паралельному розподілу потужності, приведе до нерівності $i > 0$.

З рівнянь (6) – (7) не відомим залишається значення η_{HSD} ККД ГОП. Для знаходження цього показника необхідно відокремити загальне значення ККД ГОП на дві складові: ККД об'ємний η_V та ККД механічний η_M , які формуються в прямому та зворотному потоці.

$$\eta_{HSD} = \eta_V \cdot \eta_M. \tag{8}$$

Згідно з роботи [9] ККД об'ємний η_V та ККД механічний η_M визначаються з наступних рівнянь

$$\eta_V = \begin{cases} \omega_m / (\omega_p \cdot e_1(t)), & \text{при } \omega_p > 0; \\ \omega_p \cdot e_1(t) / \omega_m, & \text{при } \omega_p \leq 0; \end{cases} \tag{9}$$

$$\eta_M = \begin{cases} -M_m / (M_p \cdot e_1(t)), & \text{при } M_p > 0; \\ |M_p \cdot e_1(t) / M_m|, & \text{при } M_p \leq 0, \end{cases} \tag{10}$$

де ω_p, ω_m – кутові швидкості на ланках гідронасоса та гідромотора; M_p, M_m – крутний момент на ланках гідронасоса та гідромотора.

Результати роботи програми. На рис. 4 наведена зміна показників ККД ГОМТ та ККД ГОП на різних діапазонах руху по асфальто-бетонній поверхні.

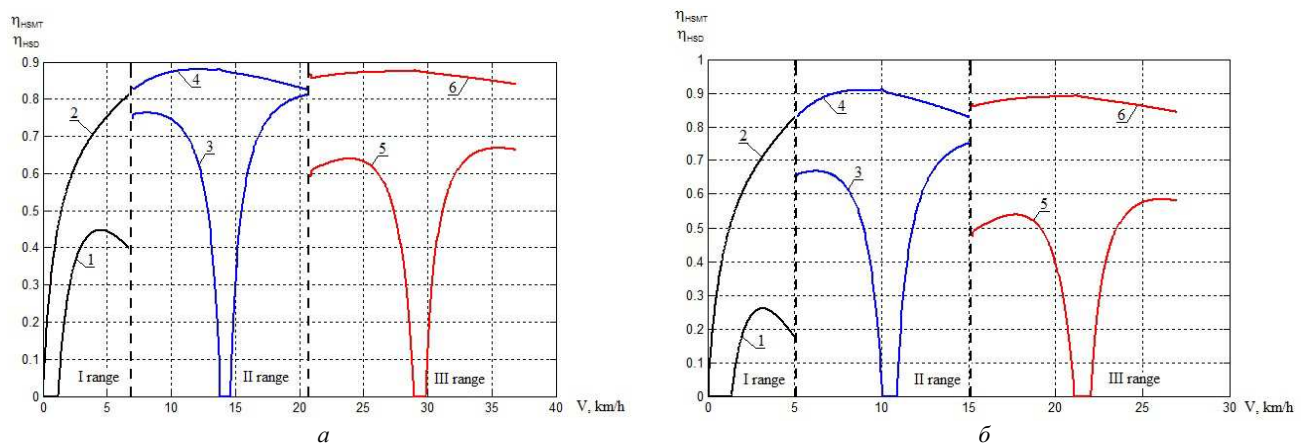


Рис. 4 – Зміна показників автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин: а – при $i_{rk} = 0,95$; б – при $i_{rk} = 1,31$;

1, 3, 5 – ККД ГОП відповідно на I, II, та III діапазонах; 2, 4, 6 – ККД ГОМТ відповідно на I, II, та III діапазонах.

Зіставляючи математичні залежності, обчислимо динамічний фактор автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин з механічною трансмісією та безступінчастою ГОМТ. На рис. 5 наведено зміну динамічного фактора.

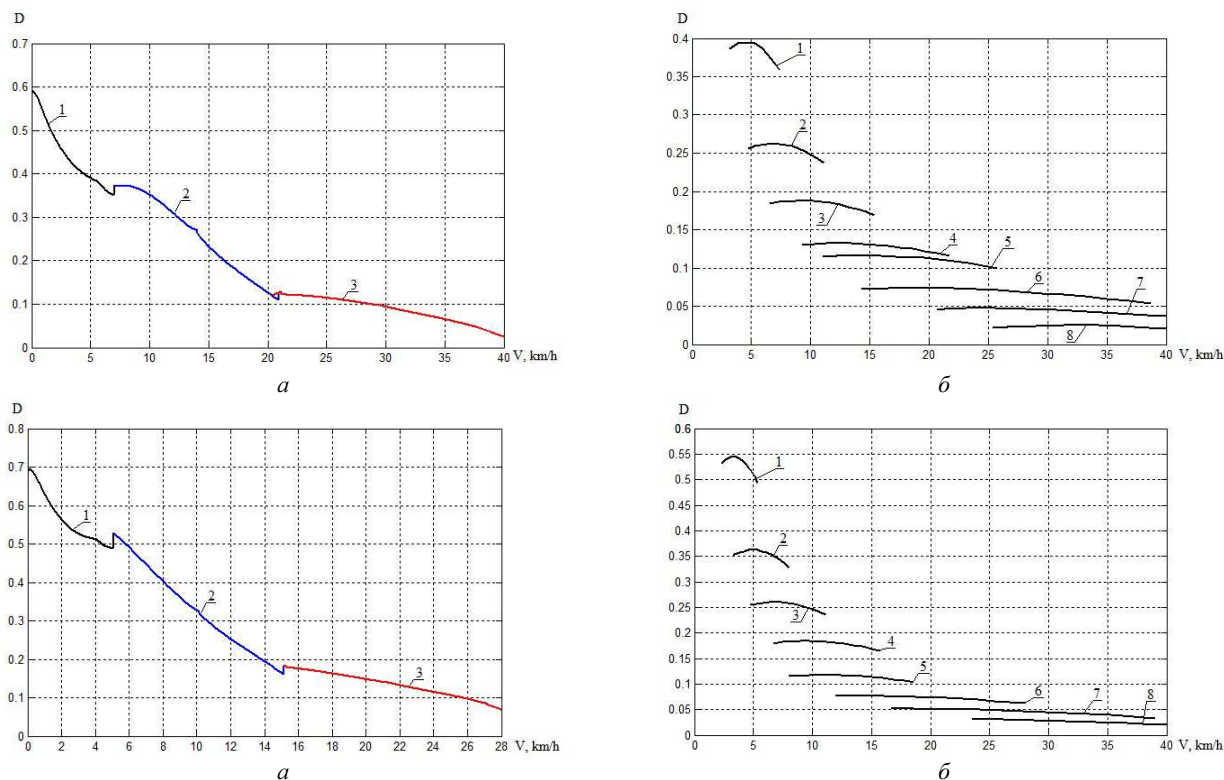


Рис. 5 – Зміна динамічного фактора автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин: *а* – з безступінчастою ГОМТ при $i_{rk} = 0,95$; *б* – з механічною трансмісією при $i_{rk} = 0,95$; *в* – з безступінчастою ГОМТ при $i_{rk} = 1,31$; *г* – з механічною трансмісією при $i_{rk} = 1,31$; 1 – перша передача (діапазон); 2 – друга передача (діапазон); 3 – третя передача (діапазон); 4 – четверта передача; 5 – п'ята передача; 6 – шоста передача; 7 – сьома передача; 8 – восьма передача.

Аналізуючи рис. 5 необхідно відмітити, що значення динамічного фактора автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин, оснащеного безступінчастою ГОМТ, вище, ніж у автомобіля з механічною.

Перспективи подальших досліджень. Автори вважають перспективним шляхом дослідження, пов'язаним з модернізацією безступінчастих трансмісій не лише на автомобілях для ремонту нафтогазових свердловин, а й на вантажних автомобілях спеціального призначення. Окрім того, перспективним є напрямок дослідження, який сприятиме збільшенню транспортної швидкості автомобіля.

Висновки. Обґрунтовано застосування на автомобілях для ремонту нафтогазових свердловин безступінчастих ГОМТ при дослідженні транспортного режиму руху. Використання безступінчастої ГОМТ дає можливість підвищити силові характеристики трансмісії автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин.

Визначено, що при порівнянні динамічного показника автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин оснащеного безступінчастою ГОМТ, на початку руху машини, вище на 21,4 % при $i_{rk} = 1,31$ і 33,9 % при $i_{rk} = 0,95$, а на всьому діапазоні зміни швидкості значення динамічного фактора більше на 8,1 % при $i_{rk} = 1,31$ та на 11,5 % при $i_{rk} = 0,95$.

Список літератури

1. Самородов В. Б., Бондаренко А. І., Кожушко А. П., Пеліпенко Є. С., Мітцель М. О. Перспективні трансмісії колісних тракторів // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 10 (1053). – С. 3 – 10.
2. Samorodov V., Kozhushko A., Pelipenko E. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2016. – № 4/7 (82). – P. 37 – 44. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.75402.
3. Taran I. O., Kozhushko A. P. Substantiating of Rational Law of Hydrostatic Drive Control Parameters While Accelerating of Wheeled Tractors with Hydrostatic and Mechanical Transmission // Mechanics, Materials Science and Engineering, September 2016 – ISSN 2412 – 5954. – Vol. 6, Part II : Mechanical Engineering and Physics. – P. 70 – 76. DOI: 10.13140/RG.2.1.3590.9362.
4. Самородов В. Б., Островець А. О., Кожушко А. П. Разработка и анализ бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии по критерию наибольшего КПД автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія : «Автомобіле- та тракторобудування». – 2012. – № 60 (966). – С. 105 – 111.
5. Самородов В. Б., Островець А. О., Кожушко А. П. Анализ технологического режима работы бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием отечественных гидроагрегатов автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія : «Автомобіле- та тракторобудування». – 2013. – № 30 (1003). – С. 23 – 31.
6. Самородов В. Б., Островець А. О. Повышение эффективности работы подъемных автомобильных установок с использованием бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий // Східноєвропейський журнал передових технологій. – 2014. – № 6 (72). – С. 37 – 44.
7. Таран І. А. Трансмиссии шахтных дизелевозов : Монография. – Д. : Национальный горный университет, 2012. – 256 с.

References (transliterated)

1. Samorodov V. B., Bondarenko A. I., Kozhushko A. P., Pelipenko E. S., Mittsel M. O. Perspektivni transmisii kolisnykh traktoriv [Perspective transmissions of the wheeled tractors]. *Visnyk Natsional'nogo tekhnichnogo universytetu «KhPI»* [The bulletin of the National Technical University "KhPI"]. 2014, vol. 10, pp. 3–10.
2. Samorodov V., Kozhushko A., Pelipenko E. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016, vol. 4/7, issue 82, pp. 37–44. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.75402.
3. Taran I. O., Kozhushko, A. P. Substantiating of Rational Law of Hydrostatic Drive Control Parameters While Accelerating of Wheeled Tractors with Hydrostatic and Mechanical Transmission. *Mechanics, Materials Science and Engineering. Part II : Mechanical Engineering and Physics*. September 2016, vol. 6, pp. 70–76. ISSN 2412 – 5954. DOI: 10.13140/RG.2.1.3590.9362.
4. Samorodov V. B., Ostroverch A. O., Kozhushko A. P. Razrabotka i analiz besstupenchatoy dvukhpotochnoy gidroob'emno-mekhanicheskoy transmisii po kriteriyu naibol'shego KPD avtomobilya dlya remonta neftegazovykh skvazhin [Development and analysis of stepless two-flow hydrostatic-mechanical transmission by criterion of greatest efficiency for cars used to repair oil and gas wells]. *Visnyk Natsional'nogo tekhnichnogo universytetu «KhPI»* [The bulletin of the National Technical University "KhPI"]. 2012, vol. 60, pp. 105–111.
5. Samorodov V. B., Ostroverch A. O., Kozhushko A. P. Analiz tekhnologicheskogo rezhima raboty besstupenchatoy gidroob'emno-mekhanicheskoy transmisii s ispol'zovaniem otechestvennykh gidroagregatov avtomobilya dlya remonta neftegazovykh skvazhin [Analysis of the technological mode of operation of a continuous hydrovolume-mechanical transmission using native hydro-units of a car used to repair oil and gas wells]. *Visnyk Natsional'nogo tekhnichnogo universytetu «KhPI»* [The bulletin of the National Technical University "KhPI"]. 2013, vol. 30, pp. 23–31.
6. Samorodov V. B., Ostroverch A. O. Povyshenie effektivnosti raboty pod'emnykh avtomobil'nykh ustanovok s ispol'zovaniem besstupenchatykh gidroob'emno-mekhanicheskikh transmisiiy [Increasing the efficiency of lifting automotive installations using stepless hydrostatic-mechanical transmissions]. *Skhidnoevropeys'kyy zhurnal peredovykh tekhnologiy* [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies]. 2014, vol. 6, issue 72, pp. 37–44.
7. Taran I. O. *Transmissii shakhtnykh dizelevozov : Monografiya* [Transmission of mine diesel locomotives: Monograph]. Dnepropetrovsk, Natsional'nyy gomnyy universitet Publ., 2012. 256 p.

Надійшла (received) 21.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Теоретичне дослідження безступінчастої трансмісії автомобіля КраЗ-63221-02 для ремонту нафтогазових свердловин / А. П. Кожушко, О. О. Островерх, В. М. Шевцов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 6 (1228). – С. 45 – 51. Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2222-0631.

Теоретическое исследование бесступенчатой трансмиссии автомобиля КраЗ-63221-02 для ремонта нефтегазовых скважин / А. П. Кожушко, А. О. Островерх, В. М. Шевцов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 6 (1228). – С. 45 – 51. Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2222-0631.

Theoretical research of the continuously variable transmission of the vehicle KrAZ-63221-02 used to repair oil and gas wells / A. P. Kozhushko, A. O. Ostroverch, V. M. Shevtsov // Bulletin of National Technical University «KhPI» Series: Mathematical modeling in engineering and technologies. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2017. – № 6 (1228). – pp. 45 – 51. Bibliogr.: 7 titles. – ISSN 2222-0631.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

Кожушко Андрій Павлович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри автомобіле- та тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com.

Кожушко Андрей Павлович – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры автомобиле- и тракторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com.

Kozhushko Andriy Pavlovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Lecturer at the Department of Car and Tractor Industry, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov; tel.: (057) 707-64-64; e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com.

Островерх Александр Олегович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (050) 999-79-65; e-mail: ostrov.sasha@gmail.com.

Островерх Александр Олегович – кандидат технических наук, доцент кафедры автомобиле- и тракторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: ostrov.sasha@gmail.com.

Ostroverch Alexandr Olegovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor at the Department of Car and Tractor Industry, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov; tel.: (057) 707-64-64; e-mail: ostrov.sasha@gmail.com.

Шевцов Вадим Михайлович – асистент кафедри автомобіле- та тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: shevtsovvaldim@ukr.net.

Шевцов Вадим Михайлович – асистент кафедри автомобіле- і тракторостроєння, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», г. Харків; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: shevtsovvdim@ukr.net.

Shevtsov Vadim Michailovich – Assistant Professor at the Department of Car and Tractor Industry, Associate Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov; tel.: (057) 707-64-64; e-mail: shevtsovvdim@ukr.net.

УДК 519.6

О. М. ЛИТВИН, М. В. АРТЮХ

УЗАГАЛЬНЕНО ВИРОБНИЧА ФУНКЦІЯ, ЩО ЯВНО ЗАЛЕЖИТЬ ВІД ОБ'ЄМНИХ ПОКАЗНИКІВ РЕСУРСІВ ТА КАПІТАЛООЗБРОЄНОСТІ

Робота присвячена розробці виробничої функції, що явно залежить від об'ємних показників ресурсів та капіталоозброєності. Проведено огляд виробничих функцій зі сталими коефіцієнтами еластичності. Виробничі функції зі сталими коефіцієнтами еластичності дають меншу якість наближення до фактичних даних, тому є необхідність у розробці виробничих функцій зі змінними коефіцієнтами еластичності. Запропоновано математичну модель виробничої функції, що явно залежить від об'ємних показників ресурсів та капіталоозброєності. Отримано виробничу функцію на основі даного методу. Наведено порівняльний аналіз виробничої функції Кобба – Дугласа та виробничої функції, що явно залежить від об'ємних показників ресурсів та капіталоозброєності. Ця модель дозволяє прогнозувати випуск продукції для різних значень капіталоозброєності, а також знаходити максимальний можливий випуск продукції при збільшенні капіталоозброєності.

Ключові слова: виробничу функцію Кобба – Дугласа, еластичність заміщення, виробничу функцію зі змінними коефіцієнтами.

Работа посвящена разработке производственной функции, явно зависящей от объемных показателей ресурсов и капиталовооруженности. Проведен обзор производственных функций с постоянными коэффициентами эластичности. Производственные функции с постоянными коэффициентами эластичности дают меньшее качество приближения к фактическим данным, поэтому есть необходимость в разработке производственных функций с переменными коэффициентами эластичности. Предложена математическая модель производственной функции, явно зависящей от объемных показателей ресурсов и капиталовооруженности. На основе данного метода получена производственная функция. Проведен сравнительный анализ производственной функции Кобба – Дугласа и производственной функции, явно зависящей от объемных показателей ресурсов и капиталовооруженности. Эта модель позволяет прогнозировать выпуск продукции при разных значениях капиталовооруженности, а также находить максимально возможный выпуск продукции при увеличении капиталовооруженности.

Ключевые слова: производственная функция Кобба – Дугласа, эластичность замещения, производственная функция с переменными коэффициентами.

The work is devoted to developing a production function, which depends explicitly on the volume indicators of resources and capital endowment. The review of production functions with constant coefficients of elasticity is given. Production functions with constant elasticity coefficients give a lower quality of approximation to the actual data, so there is a need to develop production functions with variable coefficients of elasticity. A mathematical model of a production function, which depends explicitly on the volume indicators of resources and capital endowment, is developed. A production function is built based on this method. The comparative analysis of the Cobb – Douglas production function versus the one depending explicitly on the volume indicators of resources and capital endowment is given. This model allows us to predict the output for different values of capital endowment and to find the maximum possible output while increasing capital endowment.

Key words: the Cobb – Douglas production function, elasticity of substitution, production function with variable coefficients.

Вступ. На даний час є декілька *виробничих функцій*, які застосовуються для дослідження та прогнозування різних економічних систем. Вони моделюють залежність випуску продукції від кількості використаних ресурсів для виробництва цієї продукції. В даній роботі розглянемо виробничу функцію, яка має змінні коефіцієнти еластичності і також залежить від капіталоозброєності виробництва. Така функція буде краще наближувати дані і дасть змогу точніше робити прогнози для розвитку виробництва.

Огляд теорії виробничих функцій. Поняття виробничої функції з'явилося в 30-х роках ХХ століття. Американські вчені *Джордж Кобб* та *Пітер Дуглас* в своїй статті [1] використали дані американської легкої промисловості за 24 роки, та на їх основі побудували виробничу функцію, яка потім отримала назву *виробничу функцію Кобба – Дугласа*. Ця функція має вигляд:

$$Y = AL^\alpha K^\beta. \quad (1)$$

У цій виробничій функції основними факторами, що впливають на випуск продукції Y , вважаються K – основний капітал та L – робоча сила. Параметри A , α , β задовольняють таким умовам: $A > 0$, $\alpha \geq 0$, $\alpha + \beta = 1$. Коефіцієнти α , β відображають вклад праці та капіталу у виготовлення продукту [2]. За *методом найменших квадратів* було визначено всі вказані параметри і функція Кобба – Дугласа набула такого вигляду:

$$Y = 1,01L^{0,75} K^{0,25}. \quad (2)$$

Для функції Кобба – Дугласа коефіцієнти α , β постійні й не залежать від обсягу факторів K , L .

Важливою характеристикою для виробничих функцій є *ефект заміщення ресурсів*. Ця числова характеристика показує, на яку величину x_2 зменшиться обсяг витрат другого ресурсу, якщо збільшити обсяг витрат першого ресурсу на x_1 , щоб при цьому обсяг випуску Y залишився незмінним. Тобто *гранична норма* $S_{x_1 x_2}$ заміни