

А.П. КОЖУШКО, О.С. ТРЕМБАЧ, С.І. БОЛТЕНКО

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ РОЗГОНУ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З УРАХУВАННЯМ ПАЛИВОПОДАЧІ ТА РОБОТИ ГІДРОПІДТИСКНОЇ МУФТИ

Моделювання роботи трансмісії базувалось на класичних підходах в дослідженні динамічної навантаженості силової установки з урахуванням роботи головної муфти зчеплення та гідروпідтискних муфт. Як результат отримано залежності зміни техніко-експлуатаційних показників колісного трактора на етапі рушання та розгону. Практична значимість роботи полягає у можливості її використання при оцінці показників колісного трактора, який оснащується преселективною та гідрооб'ємно-механічною трансмісіями, а також трансмісією, яка використовує технологію подвійного зчеплення.

Ключові слова: колісний трактор, розгін, головна муфта зчеплення, гідропідтискна муфта, математична модель, паливоподача, перемикування передач.

А.П. КОЖУШКО, А.С. ТРЕМБАЧ, С.И. БОЛТЕНКО

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА РАЗГОНА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С УЧЕТОМ ТОПЛИВОПОДАЧИ И РАБОТЫ ГИДРОПОДЖИМНОЙ МУФТЫ

Моделирование работы трансмиссии базировалось на классических подходах в исследовании динамической нагрузки силовой установки с учетом работы главной муфты сцепления и гидроподжимных муфт. Как результат получены зависимости изменения технико-эксплуатационных показателей колесного трактора на этапе трогания и разгона. Практическая значимость работы заключается в возможности ее использования при оценке показателей колесного трактора, оснащаемого преселективной и гидрообъемно-механической трансмиссиями, а также трансмиссией, использующей технологию двойного сцепления.

Ключевые слова: колесный трактор, разгон, главная муфта сцепления, гидроподжимная муфта, математическая модель, топливоподача, переключение передач.

A. KOZHUSHKO, O. TREMBACH, S. BOLTENKO

MATHEMATICAL MODEL OF THE ACCELERATION PROCESS OF A WHEELED TRACTOR WITH CONSIDERING THE FUEL SUPPLY AND THE OPERATION OF THE HYDRO-CLAMPING CLUTCH

Analysis of Ukrainian production of wheeled tractors shows its rapid decline, due to many reasons, the main of which is the obsolete use of tractor technology, which affects the technical and operational performance, ergonomic and others. Today, most foreign wheeled tractors use the latest technology in the design of internal combustion engines, transmissions and wheeled engines. In particular, there is a greater bias towards the use of continuously variable transmissions. In order to create real competition for domestic producers, it is necessary to implement modern solutions, which is not possible without quality cooperation with scientists. Therefore, the material of this article aims to form guidelines for mathematical modeling of the dynamics of the wheeled tractor, taking into account the operation of the main clutch, hydraulic clutch and fuel control in the internal combustion engine. In solving this goal, a technique was used that provided mathematical modeling of the crankshaft of an internal combustion engine with the available harmonic components, as well as the ability to control the fuel supply. The simulation of the transmission operation was based on classical approaches in the study of the dynamic load of the power plant, taking into account the operation of the main clutch and hydraulic clutches. As a result, the dependences of the change of technical and operational parameters of the wheeled tractor at the stage of start-up and acceleration are obtained. The practical significance of the work lies in the possibility of its use in assessing the performance of a wheeled tractor, which is equipped with preselective and continuously variable transmissions, as well as a transmission that uses dual-clutch technology.

Key words: wheeled tractor, acceleration, main clutch, hydraulic clutch, mathematical model, fuel supply, gear shifting.

Вступ. Зважаючи на світовий досвід необхідно відмітити, що розвиток такої галузі промисловості, як тракторобудування, сприяє підвищенню продовольчої незалежності та економічного зростання держави. Акцентуючи увагу на Україні, яку завжди вважали аграрною державою, експерти відмічають наявність усіх передумов до розвитку тракторобудування. За даними [1] сьогодні в Україні тракторобудування представлено продукцією таких моделей, як ХТЗ (ПАТ «Харківський тракторний завод»), ЮМЗ (Державне підприємство «Виробниче об'єднання «Південний машинобудівний завод» імені О. М. Макарова»), КИЙ (ТОВ «Укравтозапчастина»), ХТА «Слобожанец» (ТОВ «Слобожанська промислова компанія»), Vakula (ТОВ "ХАЗ «АГРОМАШ»), Січеслав (ТОВ «Січеславський тракторний завод»). Аналізуючи українську продукцію тракторів відмітимо, що моделі ХТЗ, ХТА «Слобожанец» та Vakula використовують технічні рішення ПАТ «Харківський тракторний завод», а інші будуються на базі МТЗ (КИЙ) або за рахунок китайських комплектуючих (Січеслав). Більшість з технічних рішень, які використовуються в продукції українського тракторобудування, потребують модернізації – про це свідчать результати (рис. 1) з матеріалу [2, 3].

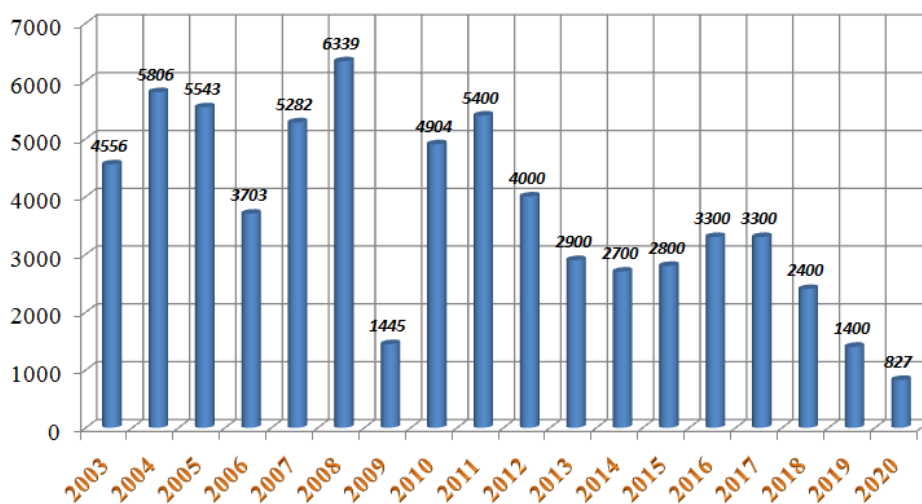


Рис. 1 – Випуск українських тракторів в Україні з 2003 – 2020 рр.

З рис. 1 помітно, що з кожним роком випуск українських тракторів катастрофічно зменшується. Такому стану речей безперечно сприяє висока конкуренція з тракторами світових корпорацій, імпорть яких щорічно складає близько 5000 шт., при чому їх лінійка моделей доволі широка. Так, на Агро-2021 [4] були представлені оновлені моделі таких тракторів, як New Holland, Fendt, Massey Ferguson, Valtra, YTO, Claas, МТЗ, Arbos, ArmaTrac, Basak, Carraro, Deutz-Fahr, Farmer, Hattat, Landini, Lovol, LS та інші. Технічні рішення, яких перш за все направлені на збільшення тягової динаміки машинно-тракторних агрегатів, а також на підвищення ергономічних властивостей (комфортабельності) під час виконання тягових та транспортних робіт шляхом використання новітніх силових агрегатів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існує низька наукових робіт [5 – 12], присвячених розкриттю питань пов'язаних з динамікою перехідних процесів колісних тракторів. В яких перш за все досліджується робота основної муфти зчеплення та гідропідтискної, аналізується динамічна навантаженість елементів трансмісії.

Однак динаміка зміни навантажень у трансмісії колісного трактора з урахуванням роботи двигуна внутрішнього згоряння на етапі виходу на транспортну швидкість досліджена не повною мірою.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є формування математичної моделі динаміки руху колісного трактора з урахуванням роботи гідропідтискної муфти.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- навести методичні вказівки до формування рівняння колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння з урахуванням зміни паливоподачі;
- навести методичні вказівки до складання математичної моделі трансмісії колісного трактора;
- аналіз результатів моделювання процесу розгону колісного трактора.

Методичні вказівки до формування рівняння колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння з урахуванням зміни паливоподачі. Досліджуючи динаміку перехідних процесів, які виникають в колісному тракторі, перш за все проводять моделювання таких процесів, як розгін та гальмування. Суттєвий вплив на процеси розгону та гальмування машинно-тракторного агрегату чинить безліч факторів та параметрів, проте основним є робота двигуна внутрішнього згоряння. В даній роботі дослідження процесу гальмування буде розглядатися лише в контексті зменшення подачі палива, тобто процес уповільнення машинно-тракторного агрегату.

На основі аналізу роботи [13] помітно, що найбільшу популярність отримали математичні моделі двигунів внутрішнього згоряння, які описують робочі процеси та засновані на ідеальних термодинамічних циклах Отто, Дизеля та Сабате-Тринклера.

Розглядаючи математичні моделі, що описують робочі процеси в двигуні внутрішнього згоряння, необхідно відмітити: метод розрахунку термодинамічного циклу, який був вперше розроблений Гриневецким В.І., а пізніше удосконалений Мазингом Є.К.; математичну модель, яку запропонував Глаголев М.М., що базується на методі балансу об'єму. В роботах Гузелла Л. при складанні математичних моделей, призначених для керування двигуном внутрішнього згоряння, автор використовує так звані «усереднені» моделі, які дозволяють моделювати роботу двигуна внутрішнього згоряння в режимі дійсного часу [13].

Відштовхуючись від поставлених задач, для математичного опису характеристики роботи двигуна внутрішнього згоряння, в якості базового, буде використовуватись рівняння руху колінчастого валу, що наведене в роботі [14]. Даний математичний опис не висвітлює зміну робочих процесів та не враховує гармонійних складових крутного моменту в двигуні внутрішнього згоряння, проте обраний підхід дозволяє моделювати роботу двигуна внутрішнього згоряння у відносних величинах, а також враховує завантаження по крутному моменту і по частоті обертання колінчастого валу та зміну параметру паливоподачі:

$$J \cdot \ddot{\varphi}_1 = \left(\mu_{\text{норм}} + \frac{\varepsilon_r - \dot{\varphi}_1}{k_x - 1} \right) \cdot M_{\text{ном}} - M_c, \quad (1)$$

де J – приведений до колінчастого валу момент інерції махових мас двигуна внутрішнього згоряння; $\ddot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_1$ – кутове прискорення та кутова швидкість ланки колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння; $\mu_{\text{норм}}$ – нормований крутний момент двигуна внутрішнього згоряння; ε_r – коефіцієнт, який характеризує зміну паливоподачі; k_x – коефіцієнт, що визначає крутизну регуляторної гілки зовнішньої швидкісної характеристики; $M_{\text{ном}}$ – номінальний крутний момент на колінчастому валу двигуна внутрішнього згоряння; M_c – момент опору руху.

Поява гармонійних складових крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння обумовлена крутильними коливаннями, які викликані дисбалансом, нерівномірністю опору руху, впливом карданних передач, долученням зубів шестерних передач і тощо. Розкладання періодичної зміни крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння на гармонійні складові можливо зробити на основі принципу суперпозиції, використавши розкладання в ряди Фур'є

$$\Delta M = \sum_{K_r=1}^n M_{K_r} \cdot \sin\left(\frac{K_r \cdot \dot{\varphi}_1}{2} + \delta_k\right) = M_{0,5} \cdot \sin(0,5\dot{\varphi}_1 t + \delta_{0,5}) + \dots$$

$$+ M_1 \cdot \sin(\dot{\varphi}_1 t + \delta_1) + M_{1,5} \cdot \sin(1,5\dot{\varphi}_1 t + \delta_{1,5}) + M_2 \cdot \sin(2\dot{\varphi}_1 t + \delta_2) + \dots$$
(2)

де M_{K_r} – амплітуда; K_r – номер гармоніки; δ_k – фазовий зсув.

Таким чином, обчислення загального крутного моменту зводиться до знаходження суми:

$$M_e(t) = \left(\mu_{\text{норм}} + \frac{\varepsilon_r(t) - \dot{\varphi}_1(t)}{k_x - 1} \right) + \Delta M(t).$$

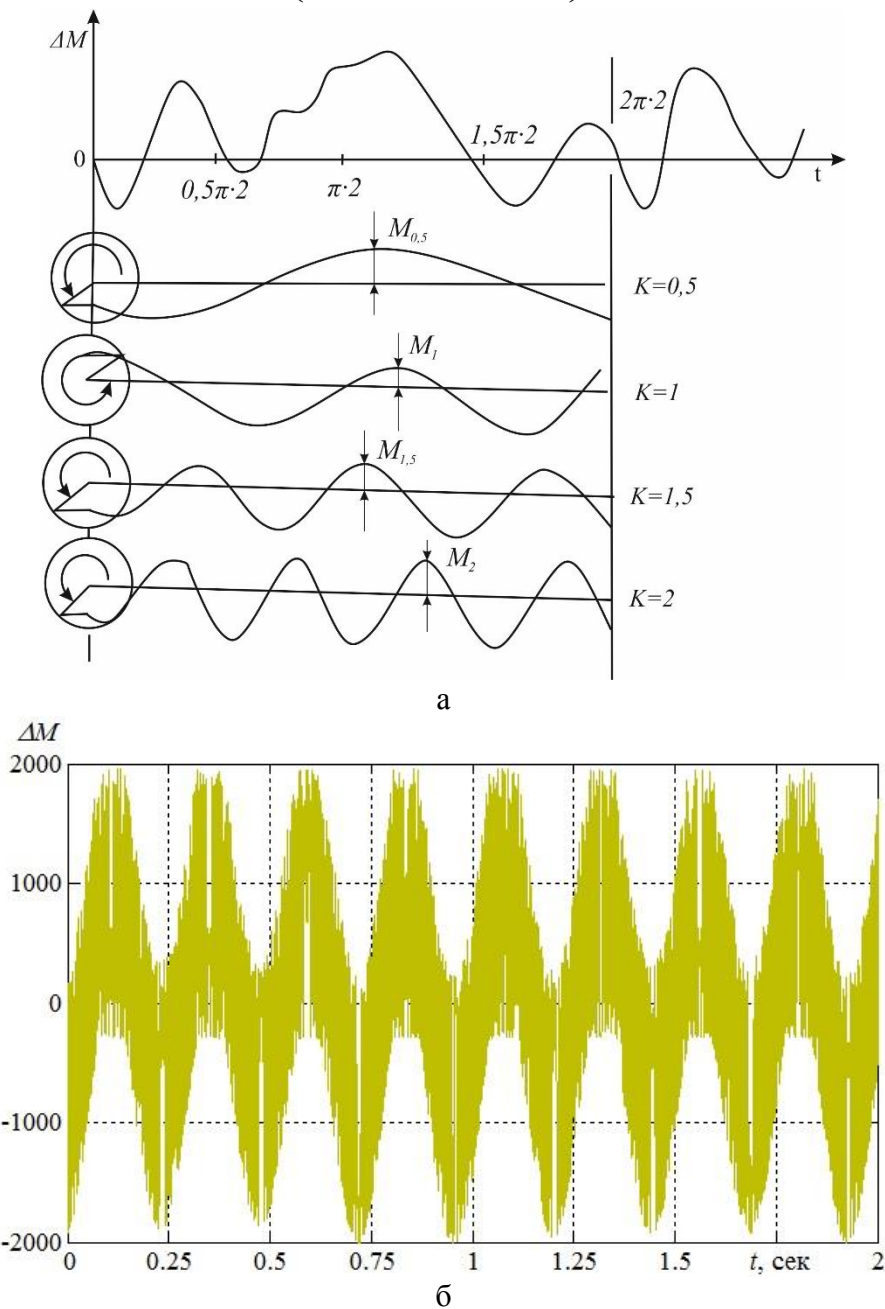


Рис. 2 – Приклад гармонійної складової крутного моменту двигуна:
а – двотактного двигуна; б – ЯМЗ-236

Методичні вказівки до складання математичної моделі трансмісії колісного трактора. Довговічність сучасних та перспективних трансмісій транспортних машин багато в чому обмежується високою динамічною навантаженістю, що формується зовнішніми та внутрішніми збуреннями. Нерівномірність навантажень викликає згинальні та крутильні коливання, що є причиною до 80% відмов.

Формування математичної моделі трансмісії базується на постулатах таких вчених, як І.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков, І.С. Чернявський.

Динамічні навантаження в пружних ланках трансмісії, замінимо еквівалентною динамічною системою, що представляє собою систему наведених мас, пов'язаних між собою наведеними лінійними пружними елементами. Еквівалентна динамічна система повинна мати ті ж частотні характеристики, що й справжня система, для чого має бути дотримано рівність потенційної і кінетичної енергій еквівалентної і початкової систем.

Частотний аналіз динамічної системи трактора показує, що дослідження крутильних коливань трансмісії може бути виконано незалежно від крутильних коливань колінчастого валу двигуна і поперечних коливань корпусу машини, так як системи між собою практично не пов'язані з-за значної різниці в частотах.

При виборі рівнянь руху системи вважаємо, що пружні зв'язки в елементах багатоступінчастого редуктора лінійні; в муфті головного зчеплення, в муфтах коробки передач і бортових фрикціонах є нелінійність, обумовлена тертям; зазори в шліцьових з'єднаннях і провисання зчипки знярядь з причепом відсутні; зв'язку системи стаціонарні і голономні.

Розглянемо загальний випадок (рис. 3): еквівалентну систему з n зосередженими масами, з'єднаними між собою $n-1$ пружними елементами валу. У якості узагальнених координат системи приймаємо кути закрутки мас φ_i . Всі динамічні параметри системи приведені до первинного валу коробки передач.

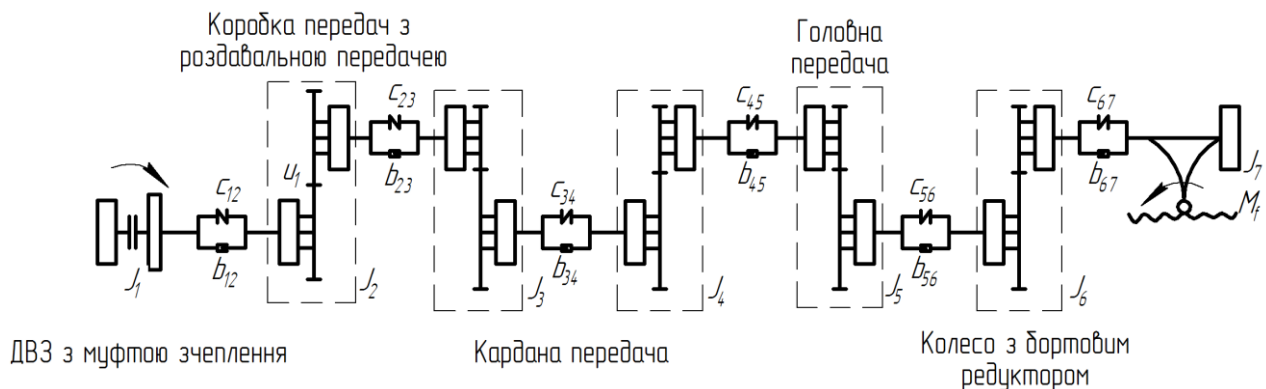


Рис. 3 – Еквівалентна схема трансмісії трактора ХТЗ-240К:

J_1 – момент інерції мас двигуна, маховика і муфти зчеплення; J_2 – момент інерції мас коробки передач і роздавальної коробки; J_3, J_4 – моменти інерції половини маси карданної передачі і мостів; J_5 – момент інерції мас головної передачі; J_6 – момент інерції мас колеса з бортовим редуктором; J_7 – для I-IV передач момент інерції четвертої частини поступально рухомих мас трактора, для V – VIII передач – момент інерції половини поступально рухомих мас трактора і маси колеса з бортовим редуктором; C_{12} – жорсткість валу муфти зчеплення і частини первинного валу коробки передач; C_{23} – жорсткість частини валу приводу моста і фланцевого з'єднання карданної передачі моста; C_{34} – жорсткість валу кардана;

C_{45} – жорсткість елементів з'єднання малої конічної шестерні; C_{56} – жорсткості піввісей моста; C_{67} – жорсткість шини

Система диференціальних рівнянь коливань мас трансмісії має наступний вигляд:

$$\begin{cases} J_{11}\ddot{\varphi}_{11} + K_{11}\dot{\varphi}_{11} = M_e(t) - M_M(t); \\ J_{12}\ddot{\varphi}_{12} + K_{12}\dot{\varphi}_{12} + C_{12}(\varphi_{12} - \varphi_2) = M_M(t); \end{cases} \quad (3)$$

$$J_2\ddot{\varphi}_2 + K_2\dot{\varphi}_2 - C_{12}(\varphi_{12} - \varphi_2) + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0;$$

$$J_3\ddot{\varphi}_3 + K_3\dot{\varphi}_3 - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) = 0;$$

$$\begin{cases} J_{\Phi 1}\ddot{\varphi}_{\Phi 1} + K_{\Phi 1}\dot{\varphi}_{\Phi 1} + C_{\Phi 1}(\varphi_{\Phi 1-1} - \varphi_{\Phi 1}) = -M_{\Phi}; \\ J_{\Phi 2}\ddot{\varphi}_{\Phi 2} + K_{\Phi 2}\dot{\varphi}_{\Phi 2} + C_{\Phi 2}(\varphi_{\Phi 1} - \varphi_{\Phi 2+1}) = M_{\Phi}; \end{cases} \quad (4)$$

$$J_{n-2}\ddot{\varphi}_{n-2} + K_{n-2}\dot{\varphi}_{n-2} - C_{n-3,n-2}(\varphi_{n-3} - \varphi_{n-2}) + C_{n-2,n-1}(\varphi_{n-2} - \varphi_{n-1}) = -M_{кар};$$

$$J_{n-1}\ddot{\varphi}_{n-1} + K_{n-1}\dot{\varphi}_{n-1} - C_{n-2,n-1}(\varphi_{n-2} - \varphi_{n-1}) + C_{n-1,n}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) = M_{кар};$$

$$J_n\ddot{\varphi}_n + K_n\dot{\varphi}_n - C_{n-1,n}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) + C_{n,n+1}(\varphi_n - \varphi_{n+1}) = 0;$$

$$\begin{cases} J_{n+1}\ddot{\varphi}_{n+1} + K_{n+1}\dot{\varphi}_{n+1} - C_{n,n+1}(\varphi_n - \varphi_{n+1}) = -M_{\varphi}; \\ J_{n+2}\ddot{\varphi}_{n+2} + K_{n+2}\dot{\varphi}_{n+2} = M_{\varphi} - M_f(t), \end{cases} \quad (5)$$

де J_{11} – момент інерції рухомих мас двигуна, маховика і та ведучих елементів муфти зчеплення; J_{12} – момент інерції ведених елементів муфти зчеплення; K_i – коефіцієнт загасання; $M_f(t)$ – крутний момент від сил опору; $M_M(t)$ – момент тертя муфти зчеплення; $M_{\Phi}(t)$ – момент тертя фрикціонів; $M_{кар}(t)$ – крутний момент від впливу карданної передачі; $M_{\varphi}(t)$ – момент зчеплення рушія трактора з ґрунтом.

Під навантаженням розуміється момент опору на ведучих колесах, який розраховується наступним чином:

$$M_f = (P_k + Gf) r_k, \quad (6)$$

де P_k – середнє значення дотичної сили тяги; G – вага; f – коефіцієнт опору кочення.

Алгоритм роботи муфти зчеплення наступний:

$$M_M = \begin{cases} M_{ном} \cdot \beta \text{ при } t \geq T_{cl} + T_{on}; \\ M_{ном} \cdot \beta / T_{on} \text{ при } t \geq T_{cl}; \\ 0, \end{cases} \quad (7)$$

де β – коефіцієнт запасу муфти зчеплення; T_{cl} – час роботи муфти зчеплення; T_{on} – час початку роботи муфти зчеплення.

Момент тертя фрикціонів визначається з рівняння

$$M_{\Phi} = \mu \cdot R \cdot Z (pF_{п} + P_{ц} - kP_{пр}), \quad (8)$$

де μ – коефіцієнт тертя; R – радіус тертя; z – число пар поверхонь тертя; $p(t)$ – статичний тиск робочої рідини в силовому циліндрі (без урахування відцентрового зусилля рідини); $F_{п}$ – площа поршня силового циліндру; $P_{ц}$ – відцентрове зусилля рідини; k – кількість віджимних пружин; $P_{пр}$ – зусилля віджимної пружини. Одним з основних параметрів гідравлічно-керованими фрикційними муфтами тракторних коробок передач, які визначають навантаженість, термін працездатності муфт та динамічні якості трактора – є тривалість ввімкнення муфт. З роботи [15] відомо, що тривалість ввімкнення гідропідтискної муфти становить 1 сек.

Окрім того, крутний момент на гідропідтискній муфті $M_{\Phi}(t)$ залежить від форми зміни тиску $p(t)$ при ввімкненні та виключенні. Так на рис. 5 наведено експериментальні результати

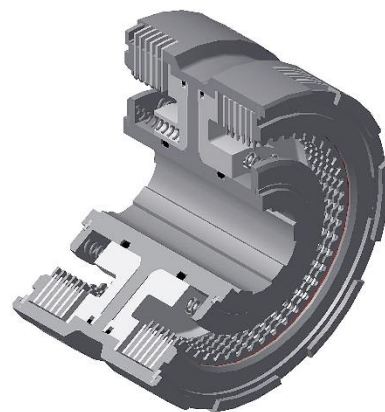


Рис. 4 – 3D зображення фрикційного елемента (гідропідтискної муфти)

залежності зміни тиску робочої рідини в гідромуфті. За даними з роботи [15] статичний тиск робочої рідини в силовому циліндрі дорівнює 1 МПа, а тривалість ввімкнення муфт складає 1 сек.

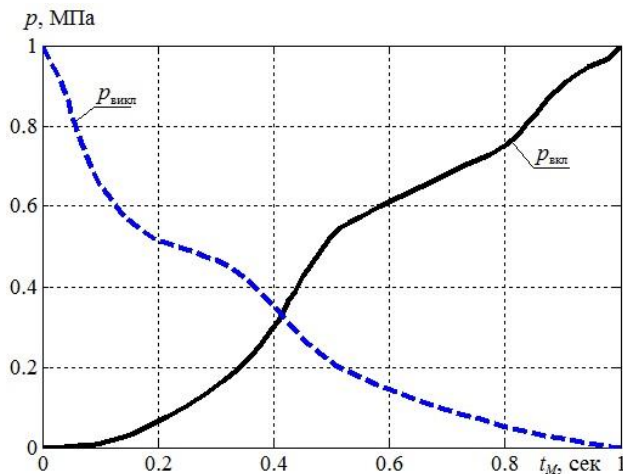


Рис. 5 – Залежність тиску $p(t)$ у гідромуфті при її ввімкненні $p_{\text{вкл}}$ та вимкненні $p_{\text{вимк}}$ [15]

Залежність з рис. 5 зміни тиску робочої рідини в гідропідтискній муфті можливо апроксимувати та математичним шляхом реалізувати використовуючи метод апроксимації:

$$p(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t \leq t_0; \\ \begin{cases} 7,311 \cdot t^5 - 12,74 \cdot t^4 + \\ + 3,487 \cdot t^3 + 3,548 \cdot t^2 - \\ - 0,585 \cdot t + 0,02 & \text{при } t_0 < t < t_M; \end{cases} \\ p_0 & \text{при } t \geq t_M, \end{cases}$$

де t_1 – час початку роботи муфти.

Аналіз результатів моделювання процесу розгону колісного трактора. На рис.6, 7 наведено результати моделювання роботи головної муфти зчеплення (при $P_k = 0$), як помітно з аналізу час роботи муфти зчеплення значно збільшився, що пов'язано зі збільшенням інерційних та масових характеристик.

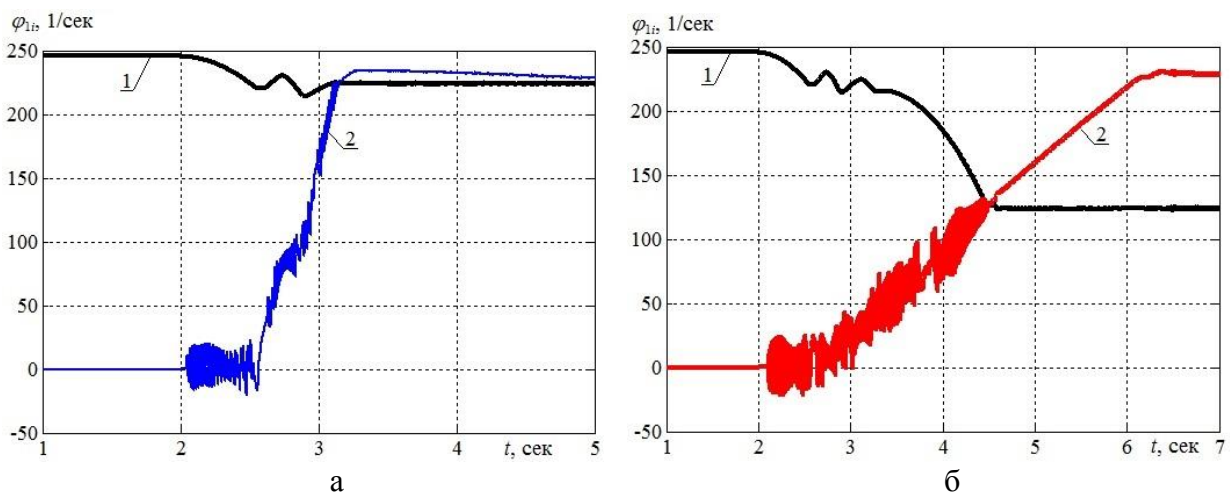


Рис. 6 – Зміна кутової швидкості при ввімкненні головної муфти зчеплення ($T_{on} = 2$ сек; $T_{cl} = 3$ сек):

а – 1 передача тягового ряду; б – 1 передача транспортного ряду; 1 – кутова швидкість колінчастого валу двигуна; 2 – кутова швидкість первинного валу трансмісії

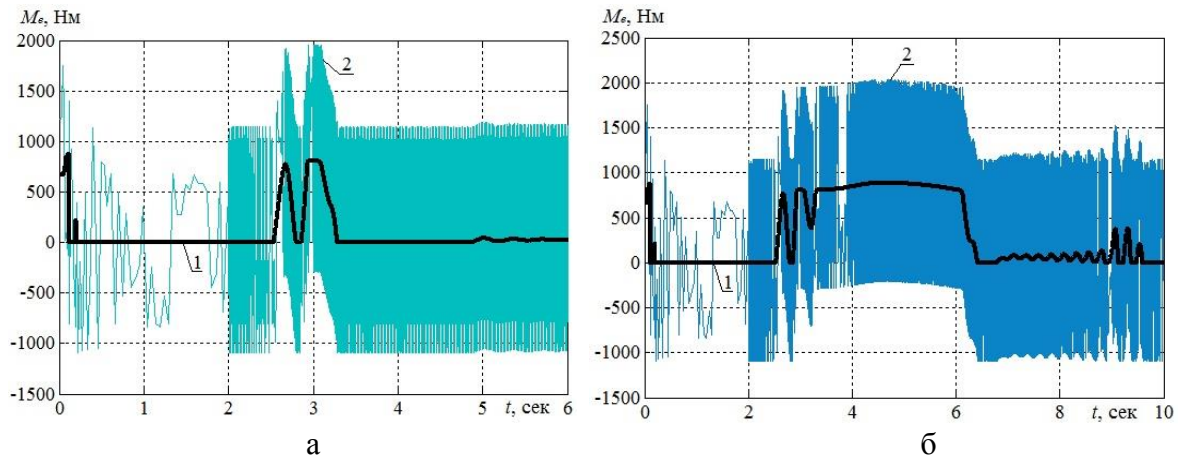


Рис. 7 – Зміна крутного моменту двигуна (ЯМЗ-236) при ввімкненні головної муфти зчеплення ($T_{on} = 2$ сек; $T_{cl} = 3$ сек) без врахування (1) та з врахуванням (2) гармонійної складової: а – 1 передача тягового ряду; б – 1 передача транспортного ряду

На рис. 6,7 наведено результати моделювання зміни показників двигуна внутрішнього згоряння при максимальній подачі палива (тобто $\varepsilon_r = 1$), тому проаналізуємо зміну кутової швидкості та крутного моменту колінчастого валу при $\varepsilon_r = \text{var}$ (рис. 8).

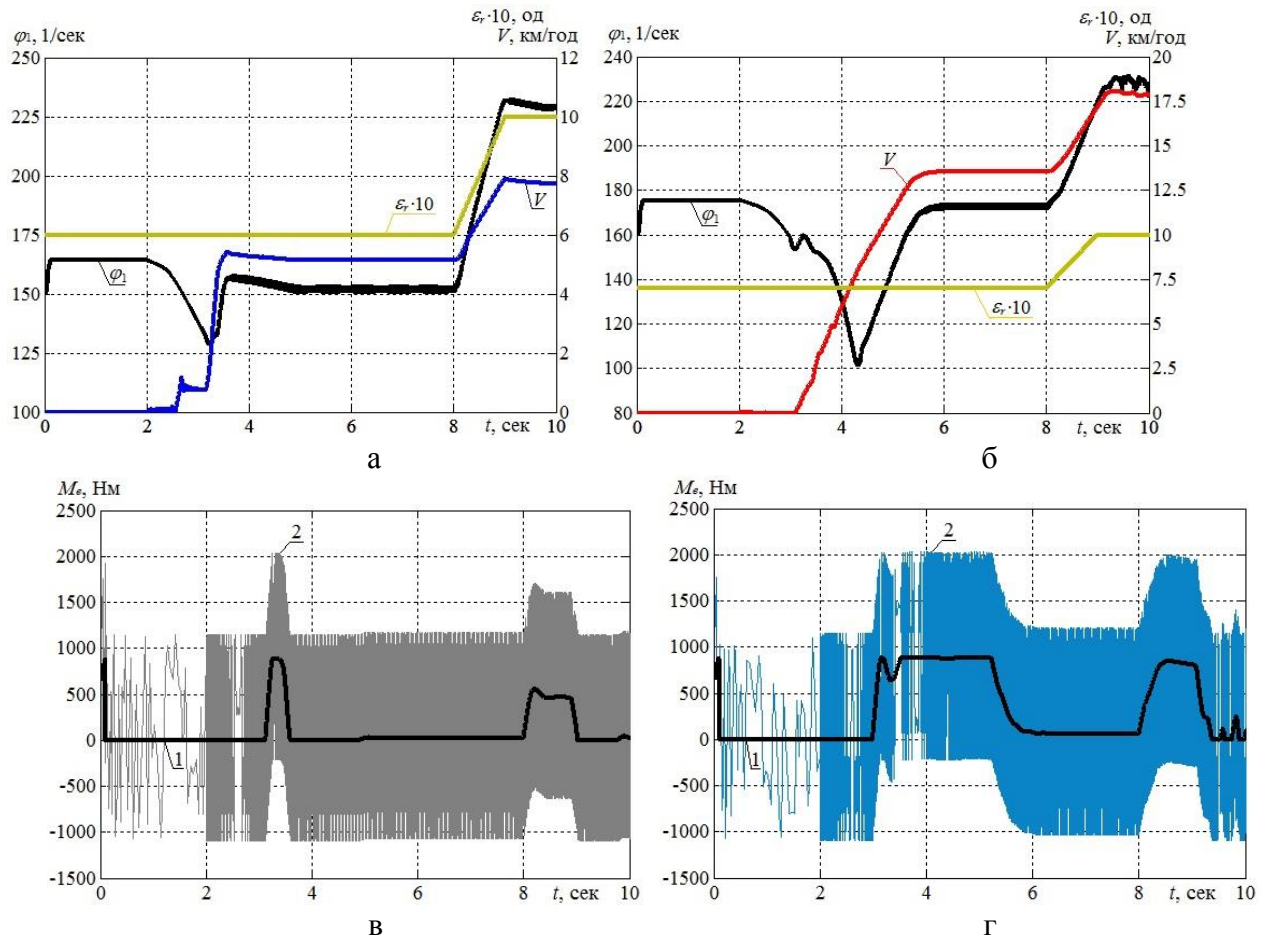


Рис. 8 – Зміна експлуатаційних показників при ввімкненні головної муфти зчеплення ($T_{on} = 2$ сек; $T_{cl} = 3$ сек): а, в – 1 передача тягового ряду; б, г – 1 передача транспортного ряду; а, б – кутова швидкість колінчастого валу, швидкість та параметр регулювання подачею палива; б, г – крутний момент; 1 – без врахування гармонійної складової; 2 – з врахуванням гармонійної складової

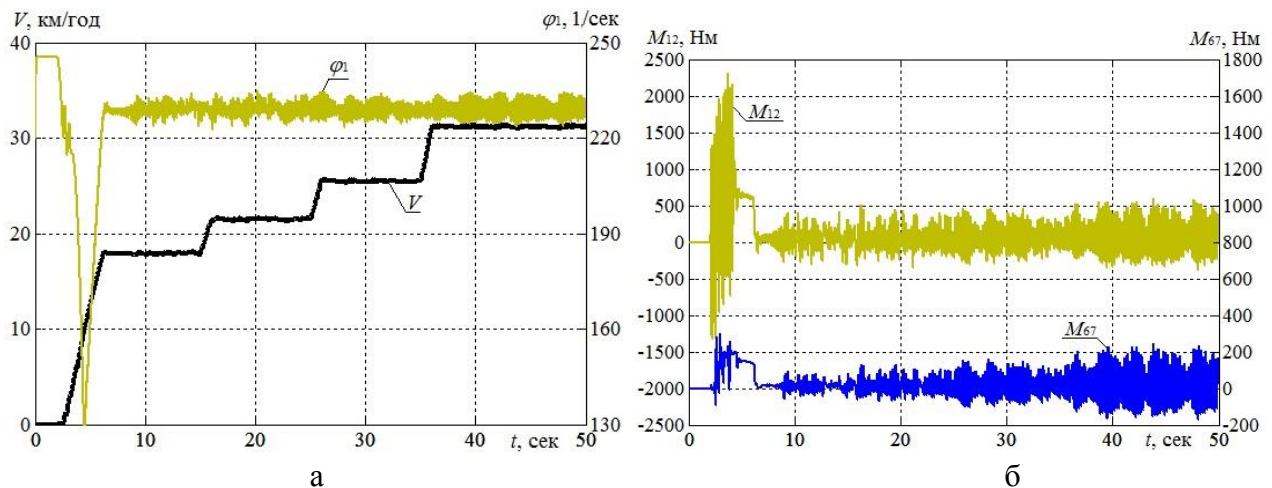


Рис. 9 – Зміна показників при розгоні трактора на транспортному діапазоні:

а – кутова швидкість колінчастого валу та швидкість руху; б – крутний момент первинного валу КПП та крутний момент на колесі

На рис. 9 представлено результати моделювання процесу рушання та розгону колісного трактора на транспортному діапазоні руху, помітно що при перемиканні передач спостерігається не суттєве підвищення швидкості, що свідчить про наявність інерційних складових руху.

Як помітно з результатів моделювання процесу розгону трактора зміна показника паливободачі корелює варіювання техніко-експлуатаційних показників транспортного засобу та дозволяє оптимізувати процес виходу трактора на робочі швидкості руху з найменшою витратою палива.

Перспективи подальших розрахунків. Представлена математична модель процесу розгону колісного трактора в подальшому стане підґрунтям для аналізу динаміки руху транспортних засобів з сучасними трансмісіями (рис. 10).



Рисунок 10 – Типи трансмісій, які встановлюються на сучасні колісні трактори:

а – преселективна КП (ХТЗ-160У); б – гідрооб'ємно-механічна ГОМТ-1С (ХТЗ-242К); в – з подвійним зчепленням (Claas серії Axion)

А також надасть змогу оптимізувати процес узгодження роботи двигуна внутрішнього згоряння та трансмісії при виконанні транспортних та технологічних робіт шляхом визначення раціональних змін техніко-експлуатаційних показників.

Висновки. В роботі наведено методичні викладки, за допомогою яких можливо виконати математичне моделювання роботи колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання з наявними гармонійними складовими, а також з можливістю керування подачею палива.

Представлено алгоритм моделювання роботи трансмісії з урахуванням роботи головної муфти зчеплення та гідروідтискних муфт при перемиканні передач. Як результат отримано залежності зміни техніко-експлуатаційних показників колісного трактора на етапі рушання та розгону. Практична значимість роботи полягає у подальшій можливості її використання при оцінці показників колісного трактора, який оснащується преселективною та гідрооб'ємно-механічною трансмісіями, а також трансмісією, яка використовує технологію подвійного зчеплення.

Список літератури

1. Какие трактора сегодня производят в Украине и России? [Електронний ресурс]. – Режим доступа: https://motokosmos.com.ua/news/kakie_tractora_segodnya_proizvodyat_v_ukraine_i_rossii.
2. Тракторна промисловість України [Електронний ресурс]. – Режим доступа: https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%A2%D1%80%D0%B0%D0%BA%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%BD%D0%B0_%D0%BF%D1%80%D0%BE%D0%BC%D0%B8%D1%81%D0%BB%D0%BE%D0%B2%D1%96%D1%81%D1%82%D1%8C_%D0%A3%D0%BA%D1%80%D0%B0%D1%97%D0%BD%D0%B8.
3. Тракторостроение Украины [Електронний ресурс]. – Режим доступа: http://newsruss.ru/doc/index.php/%D0%A2%D1%80%D0%B0%D0%BA%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%BE%D1%81%D1%82%D1%80%D0%BE%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D0%B5_%D0%A3%D0%BA%D1%80%D0%B0%D0%B8%D0%BD%D1%8B.
4. Самые интересные тракторы выставки Агро-2021 [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <https://agroppravda.com/news/tractors/16486-kakie-interesnye-tractory-predstavili-v-kieve-k-sezonu>.
5. Кальченко Б.И., Сергиенко Н.Е. Нагруженность трансмиссии трактора типа Т-150 при управляемом движении на пахоте. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексу*. 2016. №5. С. 95–100.
6. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. М.: Машиностроение, 1973. 280 с.
7. Калінін Є. І. Формування системних властивостей транспортно–технологічних агрегатів змінної маси : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.20 / Калінін Євген Іванович ; Харків. нац. автомоб.-дорож. ун-т. Харків, 2019. 40 с.
8. Чернявский И.Ш., Калногуз О.И., Травкин И.В., Местецкая Д.С. Динамические модели трансмиссии трактора типа Т-150 и эффективность их применения. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 1988. № 12. С. 8–10.
9. Чернявский И. Ш. Напряженность трансмиссий тракторов Т-150 и Т-150К. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 1974. № 11. С. 10–12.
10. Salgado D., Castillo M., Selection and Design of Planetary Gear Trains Based on Power Flow Maps. *Journal of Mechanical Design*. 2005. vol. 127. no. 1. Pp. 120–134.
11. Кальченко Б.І., Чернявський І.С., Кожушко А.П. Підхід до визначення завантаженості трансмісії колісного трактора при впливі нерівностей поверхні. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2017. № 8. С. 49–54.
12. Самородов В.Б., Кальченко Б.І., Ребров О.Ю., Кожушко А.П., Чернишев Д.О. Робота безступінчастої трансмісії, що розроблена НТУ «ХПІ» та АТ «ХТЗ», в економічному режимі. *Вісник НТУ «ХПІ»: Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 14 (1236). С. 73–79.
13. Куценко А.С. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ. Київ: Наук. Думка. 1988. 104 с.
14. Ребров А.Ю., Коробка Т.А., Лахман С.В. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива. *Вісник НТУ «ХПІ»: Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування*. – Харків: НТУ «ХПІ». 2012. № 19. С. 31–36.
15. Мандрыка В.Р., Мандрыка А.В. Математическая модель раздаточной коробки для подключения потока мощности от двигателя к ведущим мостам полноприводной колесной машины без ее остановки. *Вісник НТУ «ХПІ»: Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- та тракторобудування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2008. № 58. С. 138–143.

- Чернявский И.Ш., Калногуз О.И., Травкин И.В., Местецкая Д.С. Динамические модели трансмиссии трактора типа Т-150 и эффективность их применения. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 1988. № 12. С. 8–10.
9. Чернявский И. Ш. Напряженность трансмиссий тракторов Т-150 и Т-150К. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 1974. № 11. С. 10–12.
10. Salgado D., Castillo M., Selection and Design of Planetary Gear Trains Based on Power Flow Maps. *Journal of Mechanical Design*. 2005. vol. 127. no. 1. Pp. 120–134.

References (transliterated):

1. Kakie traktora segodnya proizvodyat v Ukraine i Rossii [What tractors are produced today in Ukraine and Russia]. URL: https://motokosmos.com.ua/news/kakie_traktora_segodnya_proizvodyat_v_ukraine_i_rossii (accessed: 20.10.2021).
2. Traktorna promyslovist Ukrainy [Tractor industry of Ukraine]. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%A2%D1%80%D0%B0%D0%BA%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%BD%D0%B0_%D0%BF%D1%80%D0%BE%D0%BC%D0%B8%D1%81%D0%BB%D0%BE%D0%B2%D1%96%D1%81%D1%82%D1%8C_%D0%A3%D0%BA%D1%80%D0%B0%D1%97%D0%BD%D0%B8 (accessed: 25.10.2021).
3. Traktorostroenie Ukrainyi [Tractor building in Ukraine]. URL: http://newsruss.ru/doc/index.php/%D0%A2%D1%80%D0%B0%D0%BA%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%BE%D1%81%D1%82%D1%80%D0%BE%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D0%B5_%D0%A3%D0%BA%D1%80%D0%B0%D0%B8%D0%BD%D1%8B (accessed: 25.10.2021).
4. Samyie interesnyie traktoryi vystavki Agro-2021 [The most interesting tractors of the exhibition Agro-2021]. URL: <https://agropravda.com/news/tractors/16486-kakie-interesnye-traktory-predstavili-v-kieve-k-sezonu> (accessed: 26.10.2021).
5. Kalchenko B.I., Sergienko N.E. Nagruzhennost transmissii traktora tipa T-150 pri upravlyaemom dvizhenii na pahote [Loading of the transmission of the tractor type T-150 with controlled movement on plowing]. *Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksu [Technical service of agro-industrial, forest and transport complex]*, 2016, no. 5, pp. 95–100.
6. Barskiy I.B., Anilovich V.Ya., Kutkov G.M. Dinamika traktora [Tractor dynamics]. Moskva: Mashinostroenie. 1973. 280 p.
7. Kalinin Yu.I. Formuvannia systemnykh vlastyvostei transportno–tekhnologichnykh ahreativ zminnoi masy [Formation of system properties of transport-technological units of variable mass]. (*Doctoral dissertation, Kharkiv*).
8. Chernyavskiy I.Sh., Kalnoguz O.I., Travkin I.V., Mestetskaya D.S. Dinamicheskie modeli transmissii traktora tipa T-150 i effektivnost ih primeneniya [Dynamic Transmission Models of Tractor T-150 Type and Efficiency of Their Application]. *Traktoryi i sel'skohozyaystvennyie mashiny [Tractors and agricultural machine]*. 1988. no 12. pp. 8–10.
9. Chernyavskiy I.Sh. Napryazhennost transmissiy traktorov T-150 i T-150K [Tension of transmissions of tractors T-150 and T-150K]. *Traktoryi i sel'skohozyaystvennyie mashiny [Tractors and agricultural machine]*. 1974. no 11. pp. 10–12.
10. Salgado D., Castillo M., Selection and Design of Planetary Gear Trains Based on Power Flow Maps. *Journal of Mechanical Design*. 2005. vol. 127. no. 1. Pp. 120–134.
11. Kalchenko B.I., Chernyavskiy I.Sh., Kozhushko A.P. Pidkhid do vyznachennia zavantazhenosti transmisii kolisnoho traktora pry vplyvi nerivnosti poverkhni [Approach to determining the load on the transmission of a wheeled tractor under the influence of surface irregularities]. *Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksu [Technical service of agro-industrial, forest and transport complex]*. 2017. no 8. pp. 49–54.
12. Samorodov V.B., Kalchenko B.I., Rebrov O.Iu., Kozhushko A.P., Chernyshev D.O. Robota bezstupinchastoi transmisii, shcho rozroblena NTU «KhPI» ta AT «KhTZ», v ekonomichnomu rezhymi [Operation of continuously variable transmission, developed by NTU "KhPI" and JSC "HTZ", in economic mode]. *Visnyk NTU "KhPI". Zbirnyk naukovykh prats. Tematychnyi vypusk: Transportne mashynobuduvannia [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: transport engineering]*. Kharkiv, NTU "KhPI". 2017. no 14 (1236). pp. 73–79.
13. Kutsenko A.S. Modelirovanie rabochih protsessov dvigateley vnutrennego sgoraniya na EVM [Simulation of working processes of internal combustion engines on a computer]. Kiev: Naukova Dumka. 1988. 104 p.
14. Rebrov A.Yu., Korobka T.A., Lahman S.V. Matematicheskaya model dizelnogo dvigatelya v bezrazmernykh velichinah s uchetom ego zagruzki i podachi topliva [Mathematical model of a diesel engine in dimensionless terms, taking into account its loading and fuel supply]. *Visnyk NTU "KhPI". Zbirnyk naukovykh prats. Tematychnyi vypusk: Transportne mashynobuduvannia [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: transport engineering]*. Kharkiv, NTU "KhPI". 2012. no 19. pp. 31–36.

15. Mandryka V.R., Mandryka A.V. Matematicheskaya model razdatochnoy korobki dlya podklyucheniya potoka moschnosti ot dvigatelya k veduschim mostam polnoprivodnoy kolesnoy mashiny bez ee ostanovki [Mathematical model of a transfer case for connecting the power flow from the engine to the drive axles of an all-wheel drive wheeled vehicle without stopping it]. Visnyk NTU "KhPI". Zbirnyk naukovykh prats. Tematychnyi vypusk: Transportne mashynobuduvannia [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: transport engineering]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2008. no 58. pp. 138–143.

Надійшла (received): 10.12.2021 р.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кожушко Андрій Павлович (Кожушко Андрей Павлович, Kozhushko Andrii) – 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: Andreykozhushko7@gmail.com

Трембач Олексій Сергійович (Трембач Алексей Сергеевич, Trembach Oleksiy) – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0679-3016>; e-mail: alexsey904@gmail.com

Болтенко Сергій Ігорович (Болтенко Сергей Игоревич, Boltenko Sergiy) – магістрант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістрант кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; e-mail: sergeesche48@gmail.com