

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИ

MINISTRY OF EDUCATION  
AND SCIENCE OF UKRAINE

Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

National Technical University  
"Kharkiv Polytechnic Institute"

**Вісник Національного технічного  
університету «ХПІ». Серія:  
Автомобіле- та тракторобудування**

**Bulletin of the National Technical  
University "KhPI". Series:  
Automobile and Tractor Construction**

№ 2'2021

№ 2'2021

Збірник наукових праць

Collection of Scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків  
НТУ «ХПІ», 2021

Kharkiv  
NTU "KhPI", 2021

**Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and Tractor Construction:** зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2021. – № 2'2021. – 110 с. – ISSN 2078-6840.

Видання присвячене висвітленню питань щодо конструювання, експериментального дослідження, математичного моделювання автомобілів, тракторів, їх вузлів, агрегатів, систем. Крім того, подаються розробки з питань експлуатації, довговічності, ремонту та вдосконалення їх конструкції.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі автомобілів та тракторів.

The publication is devoted to the issues of design, experimental research, mathematical modeling of cars, tractors, their components, units, systems. In addition, developments on the issues of operation, durability, repair, and improvement of their design are submitted.

For scientists, teachers of higher education, post-graduate students, students and specialists in the field of cars and tractors.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації України

КВ №24255-14095Р від 27.12.2019 року.

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Автомобіле- та тракторобудування», індексується в наукометричних базах WorldCat і Google Scholar і включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA).

**Офіційний сайт видання:** <http://ait.khpi.edu.ua/>

Засновник Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

Founder National Technical University  
"Kharkiv Polytechnic Institute"

**Редакційна колегія**

**Головний редактор:**

Самородов В. Б., д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»,  
Україна

**Заст. головного редактора:**

Бондаренко А.І., д-р техн. наук, доц., НТУ «ХПІ»,  
Україна

**Члени редколегії:**

Пітер Требуна, д-р філ. наук, проф., Технічний  
університет у Кошице, Словаччина

Мілан Едл, к.т.н., доц., Університет Західної  
Богемії, Чеська Республіка

Волонцевич Д. О., д-р техн. наук, проф., НТУ  
«ХПІ», Україна

Шуляк М. Л., д-р техн. наук, доц., Харківський  
національний технічний університет сільського  
господарства імені Петра Василенка, Україна

Клец Д. М., д-р техн. наук, проф., Харківський  
національний автомобільно-дорожній університет,  
Україна

**Відповідальний секретар:**

Селевич С. Г., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ», Україна

**Editorial Board**

**Editor-in-chief:**

Samorodov V. B., dr. tech. sc., prof., NTU "KhPI",  
Ukraine

**Deputy editor-in-chief:**

Bondarenko A.I., dr. tech. sc., docent, NTU "KhPI",  
Ukraine

**Members of the Editorial Board:**

Piter Trebuna, dr. philosoph. sc., prof., Technical University  
in Kosice, Slovakia

Milan Edl, Ph.D., docent, University of west Bohemia,  
Czech Republic

Volontsevych D. O., dr. tech. sc., prof., NTU "KhPI",  
Ukraine

Shulyak M. L., dr. tech. sc., docent, Kharkiv Petro  
Vasylenko National Technical University of Agriculture,  
Ukraine

Klets D. M., dr. tech. sc., prof., Kharkiv National  
Automobile and Highway University, Ukraine

**Executive secretary:**

Selevych S.G., Ph.D., docent, NTU "KhPI", Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ  
«ХПІ». Протокол №12 від 29 грудня 2021 р.

© Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2021

***А.М. БОРИСЕНКО, Є.А. БОРИСЕНКО, С.І. КОНДРАШОВ, М.Є. СЕРГІЄНКО, Н.М. ПАВЛОВА, О.В. ТРИНЬОВ***

### **АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ І ОПТИМІЗАЦІЯ ЧАСТОТИ ЖИВЛЕННЯ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО НАКЛАДНОГО ДАТЧИКА ВПРИСКА ПАЛИВА**

Інформація про параметри подачі палива необхідна для оцінки експлуатаційних та екологічних показників роботи та стану дизеля автомобіля та трактора. Для отримання такої інформації потрібен спеціальний датчик, що має високу чутливість і не вбудовується в систему живлення. У роботі виконано аналітичний опис процесів у накладному електромагнітному датчику упорскування палива дизеля. За обраною електромагнітною схемою представлена схема заміщення. Для аналізованого перетворювача прийнято обґрунтовані припущення. Подано аналітичні залежності електричних та магнітних показників нелінійного ланцюга датчика. Визначено умови отримання максимальної чутливості датчика. Наведено алгоритм розрахунку магнітного ланцюга. Для вибраних конструктивних параметрів та робочого струму визначено оптимальну частоту та величину напруги живлення.

**Ключові слова:** автомобіль, трактор, дизель, система живлення, датчик, тиск, параметри, струм, частота, напруга.

***А.Н. БОРИСЕНКО, Е.А. БОРИСЕНКО, С.И. КОНДРАШОВ, Н.Е. СЕРГІЄНКО, Н.Н. ПАВЛОВА, А.В. ТРИНЁВ***

### **АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ И ОПТИМИЗАЦИЯ ЧАСТОТЫ ПИТАНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО НАКЛАДНОГО ДАТЧИКА ВПРЫСКА ТОПЛИВА**

Информация о параметрах подачи топлива необходима для оценки эксплуатационных и экологических показателей работы и состояния дизеля автомобиля и трактора. Для получения такой информации требуется специальный датчик, обладающий высокой чувствительностью и не встраиваемый в систему питания. В работе выполнено аналитическое описание процессов в накладном электромагнитном датчике впрыска топлива дизеля. По выбранной электромагнитной схеме представлена схема замещения. Для рассматриваемого преобразователя приняты обоснованные допущения. Представлены аналитические зависимости электрических и магнитных показателей нелинейной цепи датчика. Определены условия получения максимальной чувствительности датчика. Представлен алгоритм расчета магнитной цепи. Для выбранных конструктивных параметров и рабочего тока определена оптимальная частота и величина напряжения питания.

**Ключові слова:** автомобиль, трактор, дизель, система питания, датчик, давление, параметры, ток, частота, напряжение.

***A. BORYSENKO, Ye. BORISENKO, S. KONDRASHOV, N. SERGIENKO, N. PAVLOVA, A. TRYNOV***

### **ANALYSIS OF PROCESSES AND OPTIMIZATION OF POWER FREQUENCY OF ELECTROMAGNETIC SUPPLY SENSOR OF FUEL INJECTION**

Information about the parameters of the fuel supply is necessary to assess the operational and environmental performance and condition of the diesel engine of the car and tractor. To obtain such information, a special sensor is required, which is highly sensitive and is not built into the power system. The paper provides an analytical description of the processes in the overhead electromagnetic diesel fuel injection sensor. According to the selected electromagnetic circuit, an equivalent circuit is presented. Reasonable assumptions are made for the converter under consideration. Analytical dependences of electrical and magnetic parameters of a non-linear sensor circuit are presented. The conditions for obtaining the maximum sensitivity of the sensor are determined. An algorithm for calculating the magnetic circuit is presented. For the selected design parameters and operating current, the optimal frequency and supply voltage were determined.

**Key words:** car, tractor, diesel, power system, sensor, pressure, parameters, current, frequency, voltage.

**Вступ.** Інформація про параметри впорскування палива дуже важлива для оцінки технічного стану дизеля, автоматичного керування режимами його роботи та забезпечення високих екологічних та техніко-економічних показників автомобіля, трактора. Така

інформація може бути отримана при обробці сигналу спеціального датчика, характеристики якого впливають на якість згаданої інформації. У зв'язку з цим важливу роль відіграє, у тому числі, і правильний вибір робочої частоти датчика, коли його чутливість буде близька до максимальної можливої.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** В даний час практично на всіх самохідних транспортних засобах встановлено датчики тиску, які використовуються в системах контролю, діагностики та управління як двигуна, так і трансмісії, систем управління, додаткового обладнання та ін. У статті [1] автором представлено огляд автомобільних датчиків тиску. Розглядаються різні за конструкцією та діапазонами вимірюваних тисків датчики, у тому числі фірми Bosch, які вимірюють високий тиск упорскування в дизелі до 100 МПа. На датчики тиску пред'являються високі вимоги до надійності та точності роботи, особливо якщо діапазон тиску збільшується.

Інформація про датчики, у тому числі виконані за найсучаснішими технологіями, представлена в роботах [2, 3].

Дизель, обладнаний сучасними системами упорскування палива в порівнянні з ранніми механічними системами паливоподачі, має вищі екологічні показники, тягово-швидкісні характеристики, високу економічність, плавність та малу шумність роботи. Тому акумуляторна паливоподаюча система (CommonRail) набула широкого поширення серед систем паливоподачі дизелів і є однією з найперспективніших на сьогоднішній день. Найважливішим компонентом системи упорскування палива є датчик тиску [4].

Досконалість такої дизельної паливної системи полягає в точності подачі палива, якості його розпилення. Поліпшення останніх дозволяє досягти найкращих екологічних та експлуатаційних показників автомобілів та тракторів. Якість подачі палива визначається, зокрема, і точністю компонентів вимірювальної системи [5, 6].

Удосконалення конструкцій датчиків, вимірювальної системи та систем живлення двигунів внутрішнього згоряння зумовило поступову відмову від механічних систем та перехід до систем з електронним та електричним керуванням. Причому завдання конструкції зводиться до максимального наближення дозуючого паливного пристрою до камери згоряння циліндра двигуна, для мінімізації небажаних хвильових процесів у паливі, що впливають на процес упорскування. Такий підхід, разом із можливостями сучасної електроніки, значно посилює вимоги до точності паливоподачі, наприклад, порівняно з механічною системою, що має гідравлічно керовану форсунку і досить довгі трубки високого тиску. Однак, при робочих тисках у сучасних системах упорскування понад 250 МПа, роль гідродинамічних процесів значно зростає [7].

Датчики з урахуванням мікроелектромеханічних систем [8] існують кілька десятиліть, досягнувши масового використання у багатьох галузях. Датчики тиску в цьому сегменті включають ті, що використовуються для керування двигуном. Вибір параметрів, що забезпечують необхідну чутливість їх на всіх режимах роботи двигуна є сьогодні актуальним.

Наприклад, у роботі [9] розглянуто однокристальний п'єзорезистивний датчик тиску з підсилювачем та каліброваним виходом для автомобільної техніки. Датчик поєднує чутливий елемент, перетворювач сигналу та забезпечує функцію вимірювання тиску, корекцію температури та лінійність на чіпі, необхідні для автомобільних систем. Спільно інтегроване виконання пристрою забезпечує високу швидкодію при роботі на різних режимах двигуна, малі розміри та вартість.

Сучасна методологія проектування та виробництва надійних датчиків для двигунів представлена у роботі [10]. Розглянуто принципи вибору властивостей матеріалів та проектування схем, вимоги до конструкції та характеристик датчиків. Проте недостатньо приділено уваги розвитку методик вибору робочих параметрів датчиків.

Автомобільні контрольно-вимірювальні прилади різноманітні за конструкцією та способами відображення інформації. Для фіксації тиску паливної системи дизельного двигуна

застосовуються накладні датчики, які недосконалі по конструктивному виконанню. Застосування запропонованої конструкції [11] дозволить знизити трудомісткість на встановлення та зняття пропонованого датчика. Однак у роботі вирішується лише завдання швидкого монтажу та демонтажу без впровадження у паливопровід.

Проте слід зазначити, що розробка квазіоптимальної системи управління двигуном [12] та алгоритму багатопараметрової системи його діагностики [13] досить складно без визначення раціональних параметрів датчиків, робочих струмів і напруг, частоти електромагнітного перетворювача.

#### Мета та постановка задачі.

Метою даної роботи є розробка методики визначення оптимальної робочої частоти та параметрів живлення датчика упорскування палива дизельного двигуна.

#### Процеси та оптимізація робочої частоти електромагнітного накладного датчика упорскування палива.

Як датчик упорскування палива можна вибрати, наприклад, електромагнітний перетворювач, який поміщається поблизу діагностованої форсунки таким чином, що невелика ділянка паливопроводу 1 розташовується в робочому зазорі магнітопроводу 2 (рис. 1). На обмотку 3 датчика подається змінна синусоїдальна напруга і вихідним сигналом датчика є діюче або амплітудне значення струму обмотки, що змінюється при зміні зазору  $\delta$ , яке викликано деформаціями паливопроводу в процесі паливоподачі.

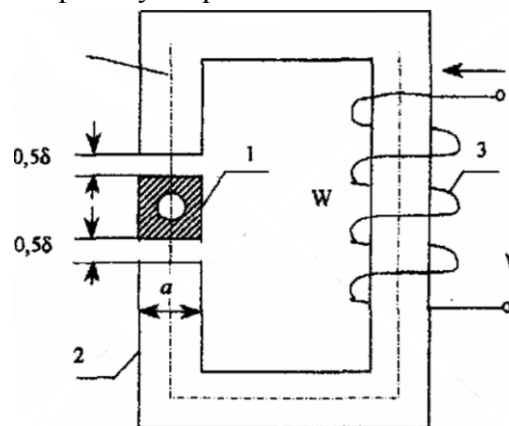


Рис. 1 – Схема електромагнітного датчика паливоподачі

Схему заміщення електромагнітного перетворювача згідно [14] можна подати у вигляді послідовного ланцюга опору та індуктивності, що показано на рис. 2.

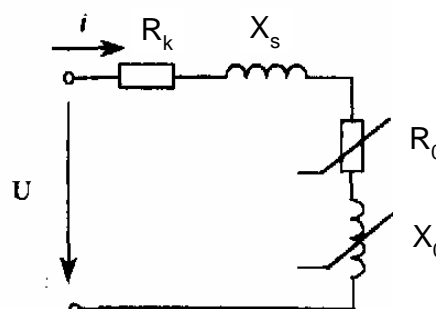


Рис. 2 – Послідовна еквівалентна схема датчика паливоподачі

Ланцюг нелінійний і його ретельний аналіз вкрай складний, у зв'язку з чим користуватимемося наближеними графоаналітичними методами.

Крім того, для спрощення завдання приймаємо такі припущення: 1) струм в обмотці датчика синусоїдальний; 2) температура датчика стала; 3) магнітні потоки витріщення в повітряних зазорах відсутні; 4) магнітні властивості матеріалу паливопроводу не мають

істотного впливу на характеристики магнітного ланцюга власне перетворювача; 5) паливопровід розташований посередині робочого зазору датчика; 6) обмотка виконана так, що реактивні опори розсіювання набагато менше реактивного опору намагнічування,  $X_s \ll X_0$

Дійсне значення струму в обмотці перетворювача, згідно із законом Ома, визначається:

$$I = \frac{U}{\sqrt{(R_k + R_0)^2 + X_0^2}}, \quad (1)$$

де  $R_k$  – активний опір обмотки;  $R_0$  – активний опір, що відповідає втратам у магнітопроводі на гістерезис та вихрові струми;

$$X_0 = \omega L_0,$$

$L_0$  – індуктивність намагнічування,  $\omega$  – кругова частота напруги живлення датчика.

Величину  $L_0$  згідно [14] висловимо так:

$$L_0 = \frac{W^2}{R_{\text{магн}}} = \mu_0 S W^2 \left( \frac{\ell_{\text{ср}}}{\mu} + \delta \right), \quad (2)$$

де  $W$  – число витків обмотки датчика;  $R_{\text{магн}}$  – магнітний опір ланцюга;  $S$  – поперечний переріз магнітопроводу;  $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \text{ Гн/м}$  – магнітна постійна вакуум;  $\ell_{\text{ср}}$  – довжина середньої магнітної силової лінії магнітопроводу;  $\mu$  – відносна магнітна проникність матеріалу магнітопроводу;  $\delta$  – величина повітряного зазору між паливопроводом та магнітопроводом.

З урахуванням (2) вираз (1) можна привести до вигляду:

$$I = \frac{U}{\sqrt{R^2 + \left( \frac{\omega K_2}{K_1 + \delta} \right)^2}}, \quad (3)$$

де  $R = R_k + R_0$ ;  $K_1 = \frac{\ell_{\text{ср}}}{\mu}$ ;  $K_2 = W^2 \mu_0 S$ .

Прирошення діючого значення струму, викликані змінами повітряного зазору, запишемо так:

$$\Delta I = \frac{dI}{d\delta} \Delta \delta = A \Delta \delta,$$

де  $A$  – чутливість датчика, яка отримується після диференціювання співвідношення (3) по змінній  $\delta$

$$A = \frac{U \omega K_2}{(K_1 + \delta)^3 \left[ R^2 + \left( \frac{\omega K_2}{K_1 + \delta} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}. \quad (4)$$

З останньої формули видно, що чутливість датчика дорівнює нулю при  $\omega = 0$  і  $\omega \rightarrow \infty$ . Отже, при якійсь частоті  $\omega_0$  діапазону  $0 < \omega < \infty$  чутливість максимальна. Для її визначення

продиференціюємо (4) за частотою і розв'яжемо рівняння  $\frac{dA}{d\omega} = 0$ . В результаті отримаємо:

$$\omega_0 = \frac{(R_K + R_0) \left( \delta + \frac{\ell_{cp}}{\mu} \right)}{\sqrt{2} W^2 \mu_0 S}. \quad (5)$$

Змінні  $R_0$  і  $\mu$  залежать від  $\delta$  та індукції  $B$  в магнітопроводі, у зв'язку з чим точне рішення рівняння (5) неможливо, і тому шукатимемо наближене значення  $\omega_0$ . Для цього на початку з урахуванням роботи [15] запишемо:

$$R_0 = \frac{P_{зад}}{I^2} G \left( \frac{B_{max}}{B_{зад}} \right)^2 \left( \frac{\omega}{\omega_{зад}} \right)^2, \quad (6)$$

де  $P_{зад}$  – задані втрати на гістерезис та вихрові струми на одиницю маси матеріалу при заданих індукції  $B_{зад}$  та частоті  $\omega_{зад}$ ;  $B_{max} = \sqrt{2} B$  – амплітудне значення індукції;  $G$  – маса магнітопроводу.

У [16] вибрано  $B_{зад} = 1 \text{ Тл}$ . Величина може бути визначена за магнітною характеристикою  $B(IW)$  всього ланцюга, побудованої з урахуванням кривої намагнічування ( $H$ ) матеріалу магнітопроводу. При цьому використовуються закони Ома та Кірхгофа для магнітних ланцюгів та отриманий за їх допомогою наступний алгоритм розрахунку:

$$\Phi \rightarrow \frac{\Phi}{S} = B(H), \quad (7)$$

де  $\Phi$  – діюче значення магнітного потоку в ланцюзі;  $B(H)$  – залежність індукції від напруженості магнітного поля;  $S$  – переріз магнітопроводу;

$$B(H) \rightarrow H_{cm} \rightarrow H_{cm} \cdot \ell_{cp},$$

де  $H_{cm}$  – напруженість магнітного поля в магнітопроводі;  $\ell_{cp}$  – довжина середньої силової лінії;

$$B(H) \rightarrow H_\delta = \frac{B}{\mu_0 \mu} \rightarrow H_\delta \cdot \delta,$$

де  $H_\delta$  – напруженість магнітного поля в повітряному зазорі;  $B$  – індукція;  $\mu_0$  – магнітна постійна вакуум;  $\delta$  – величина повітряного зазору.

Сума

$$H_{cm} \cdot \ell_{cp} + H_\delta \cdot \delta = IW,$$

де  $I$  – струм в обмотці;  $W$  – число витків в обмотці.

На рис. 3 наведена крива  $B(H)$  електротехнічної сталі E320 [16].

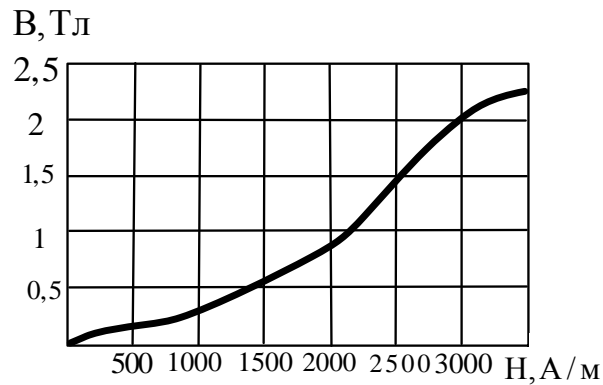


Рис. 3 – Крива намагнічування для матеріалу датчика

На рис. 4 показана магнітна характеристика ( $IW$ ), побудована за даними відповідної таблиці. Остання отримана відповідно (7) при наступних конструктивних даних перетворювача, обраних авторами як приклад:

$$S = 10^{-4} \text{ м}^2; a = 0,01 \text{ м}; \delta = 10^{-3} \text{ м}; W = 1000.$$

Вираз (5) з урахуванням (2) зручно записати у вигляді:

$$\omega_0 = \frac{(R_k + R_0)R_{\text{магн}}}{\sqrt{2W^2S}}$$

або наступним чином

$$\omega_0 = \frac{R_k + R_0}{\sqrt{2L_0}}.$$

Якщо взяти до уваги (6), отримаємо:

$$\omega_0 = \frac{R_0 + \frac{P_{\text{зад}}}{I} G \left( \frac{B_{\text{max}}}{B_{\text{зад}}} \right)^2 \left( \frac{\omega_0}{\omega_{\text{зад}}} \right)^{1,2}}{\sqrt{2L_0}}. \quad (8)$$

Рівняння (8) зручно вирішити, наприклад, чисельними методами з використанням графіка  $B(IW)$ , побудованого за таблицею та показаного на рис. 4. При цьому можна варіювати  $R_k$ ,  $I$  або тільки  $I$ , рахуючи  $R_k = \text{const}$ . Активний опір котушки за відомих  $\rho$  і  $d_{np}$  можна визначити за формулою [17]:

$$R_k = 4\rho \frac{C_{np}W}{\pi d_{np}^2},$$

де  $\rho$  – питомий електричний опір матеріалу дроту;  $C_{np}$  – середня довжина витка;  $d_{np}$  – діаметр дроту.

#### Аналіз результатів дослідження.

Після обчислення можна визначити робочу напругу перетворювача на підставі формули (1). Зокрема, при вищевказаних значеннях конструктивних параметрів датчика та робочому струмі оптимальна частота = 104200 рад/с, що відповідає циклічній частоті 16592 Гц, а змінна напруга  $U = 74$  В. Ці дані задовільно узгоджуються з результатами експерименту, виконаного з використанням описаного датчика паливної апаратури дизелів автомобілів та тракторів.



Таблиця 1 - Магнітна характеристика ланцюга

$\Phi$ , Вб	$B$ , Тл	$H_{ст}$ , А/м	$H_{\delta}$ , А/м	$H_{ст}I_{ст}$ , А	$H_{\delta}I_{\delta}$ , А	$(H_{\delta}\delta + H_{ст}I_{ст})$ , А	$I$ , А	$R_{маг}$ , 1/Гн	$L_0$ , Гн
$1,0 \cdot 10^{-4}$	1,0	$14 \cdot 10^3$	$796 \cdot 10^3$	1400	796	2156	2,156	$21,56 \cdot 10^6$	0,0464
$0,8 \cdot 10^{-4}$	0,8	$13 \cdot 10^3$	$637 \cdot 10^3$	1300	637	1937	1,937	$24,2 \cdot 10^6$	0,0413
$0,6 \cdot 10^{-4}$	0,6	$11,3 \cdot 10^3$	$477,7 \cdot 10^3$	1130	477,7	1607,7	1,607	$26,8 \cdot 10^6$	0,0373
$0,4 \cdot 10^{-4}$	0,4	$9 \cdot 10^3$	$318,5 \cdot 10^3$	900	318,5	1218,5	1,218	$30,46 \cdot 10^6$	0,0328
$0,2 \cdot 10^{-4}$	0,2	$6 \cdot 10^3$	$159,3 \cdot 10^3$	600	159,3	759,3	0,759	$37,96 \cdot 10^6$	0,0263
$0,1 \cdot 10^{-4}$	0,1	$1,7 \cdot 10^3$	$79,6 \cdot 10^3$	170	79,6	249,6	0,249	$24,96 \cdot 10^6$	0,04
$0,05 \cdot 10^{-4}$	0,05	$1 \cdot 10^3$	$39,8 \cdot 10^3$	100	39,8	139,8	0,140	$17,96 \cdot 10^6$	0,0358

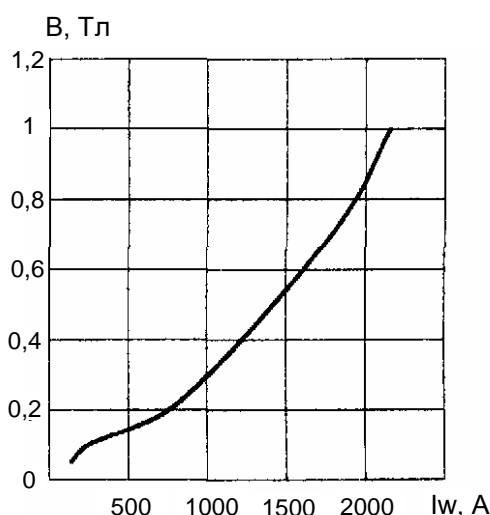


Рис. 4 – Магнітна характеристика електромагнітного датчика

**Висновки.** Розроблена методика дозволяє визначити максимально можливу чутливість накладного на паливопровід датчика тиску палива системи живлення дизеля. При вибраних конструктивних параметрах та місці встановлення зазначеного датчика визначено оптимальну циклічну частоту та величину змінної електричної напруги живлення цього датчика. Отримані результати підтверджено при діагностиці дизелів автомобілів та тракторів.

#### Список літератури

1. Сысоева С. Автомобильные датчики давления. Эволюция технологий для массового применения MAP/BAP // *Компоненты и технологии*. 2008. – №8. – С. 10 – 18. Режим доступа: [https://kit-e.ru/wp-content/uploads/2008\\_2\\_10.pdf](https://kit-e.ru/wp-content/uploads/2008_2_10.pdf)
2. Фрайден Дж. Современные датчики: *Справочник*: Пер. с англ. – М.: Техносфера, 2005. – 592 с.
3. Бриндли К. Измерительные преобразователи: *Справочное пособие*: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 144 с.
4. Фонов В.В. Компоненты перспективных топливных систем аккумуляторного типа с электронным управлением для транспортных дизелей. – М., 2004. – 198 с.
5. Конрад Райф. Системы управления дизельными двигателями (в кратком изложении). *Перевод с нем.* ЧМП РИА «GMM-пресс». – М.: ООО Изд. «За рулем», 2013. – 232 с.

6. Конрад Райф. Современные системы впрыска топлива дизельных двигателей. *Перевод с нем.* ЧМП РИА «GMM-пресс». – М.: ООО Изд. «За рулем», 2013. – 176 с.
7. Шатров М.Г. Экспериментальное исследование гидродинамических эффектов в топливной аппаратуре Common Rail при многократном впрыскивании / М.Г. Шатров, Л.Н. Голубков, А.Ю. Дунин, П.В. Душкин // *Журнал ААИ* №2 (97) 2016. – С. 15-17.
8. MEMS in Automotive and Consumer Electronics. Frost & Sullivan, Pr. Venkatesh Sensors, Nov 1, 2007.
9. Single-Chip Pressure Sensor for the Automotive Market. Markle Jeffery G., Dunbar Michael L., Allen Henry V., Silicon Microstructures, Inc. Bornefeld R., Schreiber-Prillwitz W., Stöver Olaf, Elmos AG Sensors, Apr, 2004.
10. Parsons M. Design and Manufacture of Automotive Pressure Sensors. Maxim Integrated Products. Sensors, Apr, 2001.
11. Ляндербургский В.В., Тарасов А.И., Коломеец Д.А. Совершенствование датчиков давления топлива дизельных двигателей // *Интернет журнал «Науковедение»*. – ИГУПИТ, 2013. №1. – С. 1-11.
12. Гапон А.И., Борисенко А.Н., Сергиенко Н.Е., Павлова Н.Н. Квазиоптимальная система управления автомобильным двигателем // *Тези доповідей XXIV міжн. н.-практ. конф. У чотирьох частинах. Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали конференції 4-х ч.* (2016 р. Харків) за ред. Сокола Є.І. / – Харків: НТУ «ХП», 2016. – Ч.2. – С. 50
13. Борисенко А.М., Борисенко Є.А., Кондрашов С.І., Сергієнко М.Є., Павлова Н.М. Розробка алгоритму багатопараметричної системи діагностування дизеля на базі мікроконтролера // *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXVII міжн. н.-практ. конф. MicroCAD-2020*, 21-23 жовтня 2020 р.: у 5 ч. Ч. I. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХП». – С.183.
14. Устройство для определения угла опережения впрыска топлива в дизель: А.с. 1486620 СССР. МКИ F02M65/00, G01M15/00/ Борисенко А.Н., Зайончковский В.Н., Заславский Е.Г., Невяжский Г.Я. – № 4215075/25-06; Заявл. 28.01.87; Оpubл. 15.06.89. Бюл. № 22. – 6с.
15. Устройство для измерения угла опережения подачи топлива: А.с. 1413474 СССР. МКИ G01M15/00/ Борисенко А.Н., Еникеев А.Ф., Золотых В.В., Михлин И.В. – №4070474/25-06; Заявл. 26.05.86; Оpubл. 30.07.88. Бюл. № 28. – 5с.
16. Борисенко А.Н., Самсонов В.П., Еникеев А.Ф. и др. Разработка принципов и макетов устройств диагностики дизель-генератора. Отчет о НИР ГР № 81077615, инв. № 02850059838. – Харьков, 1989. – 68 с.
17. Устройство для измерения угла опережения впрыска топлива в дизель: А.с. 1260713 СССР. МКИ G01M15/00/ Борисенко А.Н., Соболев В.Н., Зайончковский В.Н., Заславский Е.Г., Еникеев А.Ф., Золотых В.В. – № 3854205; Заявл. 24.12.84; Оpubл. 30.09.86. Бюл. №36. – 6с.

#### References (transliterated)

1. Sysoyeva S. Avtomobil'ni datchyky tysku. Evolyutsiya tekhnolohiy dlya masovoho zastosuvannya MAR/VAR // *Komponenty ta tekhnolohiyi*. 2008. – №8. – S. 10 – 18. Rezhymdostupu: [https://kit-e.ru/wp-content/uploads/2008\\_2\\_10.pdf](https://kit-e.ru/wp-content/uploads/2008_2_10.pdf)
2. Frayden Dzh. Suchasnidatchyky: Dovidnyk: Prov. z anhl. - M.: Tekhnosfera, 2005. - 592 s.
3. Brindli K. Vymiryval'ni peretvoryuvachi: Dovidkovyy posibnyk: Per. z anhl. - M.: Vyshchashkola, 1991. - 144 s.
4. Fonov V.V. Komponenty perspektyvnykh palyvnykh system akumul'yatornoho typu I zelektronnym keruvannyam dlya transportnykh dyzeliv. – M., 2004. – 198 s.
5. Konrad Rayf. Systemy keruvannyadyzel'nymydvyhunamy (u korotkomuvykladі). Perekladizn'omu. PMP RIA "GMM-press". - M.: TOV Vyd. "Zakermom", 2013. – 232 s.
6. Konrad Rayf. Suchasni systemy uporskuвання palyva dyzel'nykh dvyhuniv. Perekladi z n'omu. PMP RIA "GMM-press". - M.: TOV Vyd. "Zakermom", 2013. – 176 s.
7. Shatrov M.H. Eksperymental'ne doslidzhennya hidrodynamichnykh effektiv u palyvniy aparaturi Common Rail pry bahatorazovomu vporskuванні / M.H. Shatrov, L.M. Holubkov, A.YU. Dunin, P.V. Dushkin // *Zhurnal AAI* №2 (97) 2016. – S. 15-17.
8. MEMS in Automotive and Consumer Electronics. Frost & Sullivan, Pr. Venkatesh Sensors, Nov 1, 2007.
9. Single-Chip Pressure Sensor dlya Automotive Market. Markle Jeffery G., Dunbar Michael L., Allen Henry V., Silicon Microstructures, Inc. Bornefeld R., Schreiber-Prillwitz W., Stöver Olaf, Elmos AG Sensors, Apr, 2004.
10. Parsons M. Design and Manufacture of Automotive Pressure Sensors. Maxim Integrated Products. Sensors, Apr, 2001.

11. Lyanderburs'kyi V.V., Tarasov A.I., Kolomiyets' D.A. Udoskonalennya datchykyv tysku palyva dyzel'nykh dvyhuniv// *Internetzhurnal «Naukoznavstvo»*. - IHUPIT, 2013. №1. – S. 1-11.
12. Hapon A.I., Borysenko O.M., Sergienko N.Ye., Pavlova N.M. Kvazioptymal'na systema keruvannya avtomobil'nym dvyhunom// *Tezy dopovidey XXIV mizhn. n.-prakt. konf. U chotyr'okhchastynakh. Informatsiyi tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya: materialy konferentsiyi u 4-kh ch.* (2016 r. Kharkiv) zared. Sokola Ye.I./ – Kharkiv: NTU «KHPI», 2016. – CH.2. – S. 50
13. Borysenko A.M., Borysenko YE.A., Kondrashov C.I., Sergienko M.Ye., Pavlova N.M. Rozrobka alhorytmu bahatoparametrychnoyi systemy diahnostuvannya dyzelya na bazi mikrokontrolera // *Informatsiyi tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya: tezy dopovidey KH XVII mizhn. n.-prakt. konf. MicroCAD-2020, 21-23 zhovtnya 2020: u 5 ch. CH. I.* / zared. prof. Sokola YE.I. – Kharkiv: NTU "KHPI". – S.183.
14. Prystriy vyznachennya kuta vyperedzhennya vporokuvannya palyva v dyzel': A.s. 1486620 SRSR. MKY F02M65/00, G01M15/00/ Borysenko O.M., Zayonchkovs'kyi V.M., Zaslavs'kyi Ye.H., Nev'yaz'kyi H.Ya. – №4215075/25-06; Zayavl. 28.01.87; Opubl. 15.06.89. Byul. № 22. – 6s.
15. Prystriy dlya vymiryuvannya kuta vyperedzhennya podachi palyva: A.s. 1413474 SRSR. MKY G01M15/00/ Borysenko A.M., Yenikyeyev A.F., Zolotykh V.V., Mikhliln I.V. – №4070474/25-06; Zayavl. 26.05.86; Opubl. 30.07.88. Byul. № 28. – 5s.
16. Borysenko O.M., Samsonov V.P., Yenikyeyev A.F. tain Rozrobka pryntsyviv ta maketiv prystroy i vdiahnostyky dyzel'-heneratora. Zvitpro NDR HR № 81077615, inv. № 02850059838. - Kharkiv, 1989. – 68 s.
17. Prystriy dlya vymiryuvannya kuta vyperedzhennya u porskuvannya palyva v dyzel': A.s. 1260713 SRSR. MKY G01M15/00/ Borysenko A.M., Sobol' V.M., Zayonchkovs'kyi V.M., Zaslavs'kyi Ye.H., Yenikyeyev A.F., Zolotykh V.V. – № 3854205; Zayavl. 24.12.84; Opubl. 30.09.86. Byul. №36. – 6s.

*Надійшла (received) 01.12.2021 р.*

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Борисенко Анатолій Миколайович (Борисенко Анатолий Николаевич, Borysenko Anatoliy)** – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри теоретичних основ електротехніки; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9160-4488>; e-mail: [an.borisenko.khpi@gmail.com](mailto:an.borisenko.khpi@gmail.com)

**Борисенко Євген Анатолійович (Борисенко Евгений Анатольевич, Borysenko Yevheniy)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри інформаційно-вимірювальних технологій і систем; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7511-2590>, e-mail: [4borisea@gmail.com](mailto:4borisea@gmail.com)

**Кондрашов Сергій Іванович (Кондрашов Сергей Иванович, Kondrashov Sergiy)** – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри інформаційно-вимірювальних технологій і систем; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5191-8562> e-mail: [serhii.kondrashov@khpi.edu.ua](mailto:serhii.kondrashov@khpi.edu.ua)

**Сергієнко Микола Єгорович (Сергиенко Николай Егорович, Sergienko Nikolay)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5168-1924>; e-mail: [nesergienko@gmail.com](mailto:nesergienko@gmail.com)

**Павлова Наталія Миколаївна (Павлова Наталия Николаевна, Pavlova Nataliya)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри інформаційно-вимірювальних технологій і систем; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0621-1365>; e-mail: [nnpavlovann@gmail.com](mailto:nnpavlovann@gmail.com)

**Триньов Олександр Володимирович (Тринёв Александр Владимирович, Trynov Aleksandr)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри двигунів внутрішнього згорання; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0344-8332>; e-mail: [trinaleksandr427@gmail.com](mailto:trinaleksandr427@gmail.com)

*Є.О. ДУБІНІН, Д.М. КЛЕЦ, О.С. ПОЛЯНСЬКИЙ, А.І. КОРОБКО, В.Ю. БАЙДАЛА*

## **ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ ДИНАМІЧНИХ ВИПРОБУВАНЬ КОЛІСНИХ МАШИН**

Вдосконалено перспективний метод випробувань засобів транспорту на динамічну стійкість положення, що дозволяє кількісно оцінити їх поперечну стійкість при русі нерівностями. В якості критерію оцінки запропонований до використання коефіцієнт динамічної стійкості. Застосування розробленого методу на практиці дозволяє отримати оцінку параметрів стійкості в реальному часі при експлуатації засобів транспорту.

Розроблено структурну схему забезпечення надійності експлуатації колісного транспортного засобу, засновану на зниженні впливу кваліфікації водія як елемента системи «водій-машина-дорожні умови» на її стійкість положення з урахуванням результатів моніторингу технічного стану.

Для проведення експериментів та оцінювання результатів використано мобільний реєстраційно-вимірний комплекс (МРВК) для оцінювання та підвищення безпеки використання колісних засобів транспорту з урахуванням сучасних засобів і підходів. В якості платформи мобільного реєстраційно-вимірний комплексу служить одноплатний комп'ютер Raspberry Pi версії 3B+. Архітектура МРВК – модульна, підтримується установка додаткових інерційних датчиків, пристроїв фото-відеофіксації, GPS, а також пристроїв, сумісних з USB. Операційна система – Raspbian на основі дистрибутива Debian (GNU/Linux).

Для подальшої автоматизації процесу управління колісним транспортним засобом було розроблено перспективну схему роботи реєстраційно-вимірний комплексу з елементами штучного інтелекту, який дозволяє без участі водія проводити необхідні дії з його управління та забезпечення, в тому числі, безпеки експлуатації.

Результати можуть бути використані при оцінюванні відповідності та експлуатації колісних засобів транспорту.

**Ключові слова:** метод випробувань, критерій, засіб транспорту, стійкість положення, реєстраційно-вимірний комплекс.

*Е.А. ДУБИНИН, Д.М. КЛЕЦ, А.С. ПОЛЯНСКИЙ, А.И. КОРОБКО, В.Ю. БАЙДАЛА*

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ КОЛЕСНЫХ МАШИН**

Усовершенствован перспективный метод испытаний средств транспорта на динамическую устойчивость положения, позволяющий количественно оценить их поперечную устойчивость при движении неровностями. В качестве критерия оценки предложен к использованию коэффициент динамической устойчивости. Применение разработанного способа на практике позволяет получить оценку характеристик устойчивости в настоящем времени при эксплуатации средств транспорта.

Разработана структурная схема обеспечения надежности эксплуатации колесного транспортного средства, основанная на снижении влияния квалификации водителя как элемента системы «водитель-машина-дорожные условия» на ее устойчивость положения с учетом результатов мониторинга технического состояния.

Для проведения экспериментов и оценки результатов использован мобильный регистрационно-измерительный комплекс (МРИК) для оценки и повышения безопасности использования колесных транспортных средств с учетом современных средств и подходов. В качестве платформы мобильного регистрационно-измерительного комплекса служит одноплатный компьютер Raspberry Pi версии 3B+. Архитектура МРИК – модульная, поддерживается установка дополнительных инерционных датчиков, устройств фото-видеофиксации, GPS, а также устройств, совместимых с USB. Операционная система – Raspbian на основе дистрибутива Debian (GNU/Linux).

Для дальнейшей автоматизации процесса управления колесным транспортным средством была разработана перспективная схема работы регистрационно-измерительного комплекса с элементами искусственного интеллекта, позволяющего без участия водителя проводить необходимые действия по его управлению и обеспечению, в том числе безопасности эксплуатации.

Результаты могут быть использованы при оценке соответствия и эксплуатации колесных транспортных средств.

**Ключевые слова:** метод испытаний, критерий, средство транспорта, устойчивость положения, регистрационно-измерительный комплекс.

*Ye. DUBININ, D. KLETS, O. POLYANSKY, A. KOROBKO, V. BAIDALA*

## IMPROVEMENT OF THE WHEELED VEHICLES DYNAMIC TESTING METHOD

The method of testing vehicles for dynamic position stability has been improved, which makes it possible to assess their lateral stability when driving on irregularities. The dynamic stability coefficient is proposed for use as an assessment criterion. The application of the developed method allows to obtain an assessment of stability in real time during the operation of transport means.

The structural scheme has been developed to ensure the reliability of the operation of wheeled vehicle, based on reducing the influence of the driver's qualifications as an element of the "driver-vehicle-road conditions" system on its position stability, taking into account the results of monitoring the technical condition.

To conduct experiments and evaluate the results, the mobile registration and measurement complex (MRMC) was used to assess and improve the safety of exploitation of wheeled vehicles, taking into account modern means and approaches. A single-board computer Raspberry Pi version 3B + serves as a platform for the mobile registration and measurement complex. The architecture of MRMC is modular; it supports the installation of additional inertial sensors, photo and video fixation devices, GPS, as well as devices compatible with USB. Operating system – Raspbian based on Debian distribution (GNU / Linux).

To further automate the process of controlling a wheeled vehicle, the promising scheme for the operation of the registration and measuring complex with elements of artificial intelligence was developed, which allows, without the participation of the driver, to carry out the necessary actions to control it and ensure, including operational safety.

The results can be used to assess the suitability and performance of wheeled vehicles.

**Key words:** test method, criterion, means of transport, position stability, registration and measurement complex.

**Вступ.** Випробування вимагають розробки нових показників і критеріїв оцінки якості вимірювань, відповідно, і розробки нових методів випробувань, в тому числі, їх метрологічного забезпечення. Точність результатів досягається державною системою метрологічного забезпечення. Основою цієї системи є еталонна база держави.

У профільних випробувальних лабораторіях є достатньо інформації про технологічні процеси випробувань, тому лабораторії можуть пропонувати кожному замовникові свої підходи до оцінювання якості: які показники необхідно вимірювати, з якою точністю, яка буде достовірність та адекватність отриманих результатів.

Основою розробки методів випробувань є окремі елементи системного та процесного підходів, що сприяють розробці ефективної стратегії дослідження транспортних засобів, вивчення взаємозв'язків і синтезу адекватної моделі методу випробувань. Ефективність розробленого методу випробувань визначається правильністю вибору сукупності концептів та їх взаємозв'язків і взаємовпливу, що дозволяє вирішити поставлені завдання та досягти мети. Слід відзначити, що умови навколишнього середовища повинні відповідати вимогам нормативної документації на методи випробувань та забезпечувати необхідну точність вимірювань під час проведення випробувань [1].

Питання забезпечення поперечної стійкості засобів транспорту, особливо шарнірно-зчленованих, займають особливе місце в зв'язку з їх конструкцією. В даний час оцінку статичної стійкості проводять на спеціальних стендах, причому існуючий технічний рівень засобів транспорту дозволяє забезпечувати таку стійкість і задовольняти вимогам, що пред'являються. При цьому в реальних умовах експлуатації пріоритетною для забезпечення є динамічна стійкість положення. Відомо, що кут нахилу опорної поверхні, по якій засіб транспорту може впевнено рухатися без перекидання, повинен бути не більше половини статичного кута стійкості, визначеного на стенді. На практиці вимір кута нахилу поверхні в процесі руху являє собою певні труднощі, також складно врахувати можливі динамічні навантаження від мікронерівностей рельєфу дороги.

При цьому перекидання можливо при наявності одночасної дії двох факторів – нахилу опорної поверхні та впливу мікронерівностей.

Для оцінювання та підвищення експлуатаційних властивостей колісних засобів транспорту пропонується використовувати вдосконалений мобільний реєстраційно-вимірвальний комплекс.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** В даний час для оцінки стійкості положення колісних транспортних засобів використовується велика кількість параметрів і критеріїв, розроблених різними авторами [2-7]. Всі вони дозволяють з різним ступенем точності оцінити існуючий технічний рівень засобів транспорту щодо їх стійкості положення. Частина пропонує критеріїв вимагає наявності великого обсягу вихідних даних. Тому питання розробки перспективних методів випробувань засобів транспорту на стійкість положення, заснованих на визначенні відповідних критеріїв з мінімальними витратами, є актуальними.

Для підвищення безпеки експлуатації колісного засобу транспорту необхідно розширювати контроль його різних систем і механізмів, забезпечити якісно вищий рівень випробувань і впроваджувати нові пристрої з широкими функціональними можливостями [8]. Використання акселерометрів грає в цьому значну роль [9, 10].

Проведення випробувань для оцінювання та підвищення експлуатаційних властивостей колісних транспортних засобів потребує застосування мобільних комплексів, які дозволяють без втручання в конструкцію машини здійснювати визначення її основних параметрів [8, 10]. Існуючі аналоги (наприклад, CORRSYS DATRON) мають високу вартість, однак вітчизняні повною мірою не дозволяють проводити ряд необхідних випробувань в дорожніх умовах: визначати аеродинамічні параметри, показники потужності колісних транспортних засобів і ККД [11].

При розробці нових методів випробувань необхідно комплексне рішення сукупності різних завдань, що включають, в загальному вигляді, оперативне аналізування інформації та вироблення й отримання керуючих сигналів, що забезпечують формування відповідних рішень [12]. Вирішення зазначених завдань можливе лише в разі застосування системного підходу з використанням адаптивного управління, що дозволить вирішувати завдання з урахуванням конкретних умов.

**Мета та постановка задачі.** Метою дослідження є вдосконалення перспективного методу випробувань засобів транспорту на динамічну стійкість положення. Для досягнення поставленої мети необхідно розробити критерій оцінки стійкості положення й апробувати його на практиці, зробити необхідні випробування за допомогою мобільного реєстраційно-вимірвального комплексу з елементами штучного інтелекту як основи інтелектуальної платформи для оцінювання та підвищення безпеки використання колісних транспортних засобів з урахуванням сучасних засобів і підходів.

**Метод випробувань на динамічну стійкість положення.** У розвиток методів проведення випробувань засобів транспорту на стійкість пропонується метод оцінки динамічної стійкості положення засобів транспорту, заснований на застосуванні методу парціальних прискорень [13]. Була отримана умова збереження динамічної поперечної стійкості положення машини при русі поперечним ухилом з урахуванням впливу жорсткості підвіски та приведеної жорсткості системи «шини-грунт»

$$w_x^{ПВ} \leq \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (1 - \cos(\alpha - \beta - \alpha_n - \alpha_k))}{h_c \cdot \left( \frac{i_x^2}{h_c^2} \cdot \cos \alpha + \sec \alpha \right)}}, \quad (1)$$

де  $w_x^{ПВ}$  – кутова швидкість засобів транспорту в поперечній площині, перпендикулярній до опорної поверхні, отримана при дії збурюючих факторів;

$h_c$  – висота центру мас засобу транспорту;

$\alpha, \beta, \alpha_n, \alpha_k$  – кути поперечної статичної стійкості, поперечного нахилу поверхні, крену на підвісці, крену при деформації шин і опорної поверхні відповідно;

$i_x$  – радіус інерції засобу транспорту відносно горизонтальної осі, що проходить через центр мас;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

В якості критерію стійкості пропонується використовувати коефіцієнт динамічної стійкості  $K_{ДС}$ , який визначається по залежності

$$K_{ДС} = \frac{\omega_{nom}}{\omega_{гран}}, \quad (2)$$

де  $\omega_{nom}$  – поточне значення кутової швидкості засобу транспорту в поперечній площині;

$\omega_{гран} = \omega_x^{ПВ}$  – гранична за умовою перекидання кутова швидкість засобу транспорту в поперечній площині.

При  $K_{ДС} < 1$  стійкість положення забезпечується. При досягненні  $K_{ДС} \geq 1$  існує реальна небезпека перекидання, необхідно застосовувати відповідні заходи для його запобігання.

Для визначення поточного значення кутової швидкості засобу транспорту в поперечній площині  $\omega_{nom}$  експериментально встановлюються компоненти прискорень за допомогою мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу (МРВК) [14], адаптованого для оцінки стійкості положення. Лінійні прискорення по двох осях перераховуються у відповідну кутову швидкість, використовуючи результати роботи [15], за формулою

$$\omega_{nom} = \sqrt{\frac{-(a_{AY1} + a_{BY1}) \cdot (Y_A + Y_B) - (a_{AZ1} + a_{BZ1}) \cdot (Z_A + Z_B)}{(Y_A + Y_B)^2 + (Z_A + Z_B)^2}}, \quad (3)$$

де  $a_{AY1}, a_{BY1}$  і  $a_{AZ1}, a_{BZ1}$  – бічна та вертикальна компоненти лінійних прискорень, що реєструються датчиками А і В у поперечній площині, перпендикулярній опорної поверхні, відповідно;

$Y_A, Y_B$  і  $Z_A, Z_B$  – відстані від датчиків А і В до осі перекидання по горизонталі та вертикалі відповідно.

У процесі руху транспортного засобу датчики прискорень безперервно з частотою  $80 \text{ с}^{-1}$  фіксують величини компонент лінійних прискорень, які, відповідно до конструктивних особливостей машини та місцями установки датчиків, в режимі реального часу можуть бути перераховані в поточну кутову швидкість. Отримане значення параметра порівнюється з отриманими за формулою (1) граничними значеннями для різних допустимих кутів поперечного нахилу опорної поверхні. Кут нахилу транспортного засобу можна визначити з використанням МРВК [16] або додаткового обладнання – інклінометрів. Пропонований перспективний метод був апробований на практиці при експлуатації шарнірно-зчленованих колісних тракторів з номінальним тяговим зусиллям 35 кН.

Розроблено структурну схему забезпечення надійності експлуатації колісного транспортного засобу, засновану на зниженні впливу кваліфікації водія як елемента системи «водій-машина-дорожні умови» на її стійкість положення з урахуванням результатів моніторингу технічного стану (рис. 1). Для її реалізації був використаний МРВК [17, 18].

В даний час розвиток електроніки та мікропроцесорної техніки дозволяє отримати якісно новий вимірювальний комплекс з широкими можливостями щодо його розвитку та модернізації.



Рис. 1. – Структурна схема забезпечення надійності експлуатації колісної машини

В якості платформи мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу служить одноплатний комп'ютер Raspberry Pi версії 3B+ (табл. 1). Архітектура МРВК – модульна, підтримується установка додаткових інерційних датчиків, пристроїв фото-відеофіксації, GPS, а також пристроїв, сумісних з USB. Операційна система – Raspbian на основі дистрибутива Debian (GNU/Linux).

На рис. 2 представлена платформа, яка працює в мобільному режимі (бездротова передача сигналу акселерометрів на сервер, живлення здійснюється від акумулятора PowerBank).

Таблиця 1 – Основні технічні характеристики платформи

Мікро-архітектура	Частота	Кількість ядер	ОЗП	GPIO	USB	Ethernet	Wi-Fi	Bluetooth
Cortex-A53 (ARM v8)	1,4 ГГц	4	1 ГБ	40 пінів	4 порта	Gigabit через USB2	802.11ac	4.2

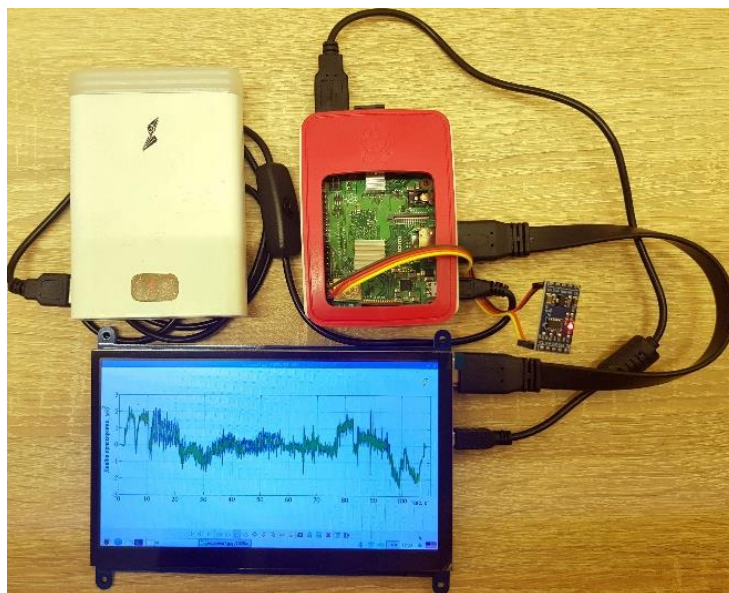


Рис. 2. – Робота платформи в мобільному режимі

МРВК починає фіксувати дані після натискання на кнопку RUN на сенсорному екрані, про що свідчить анімація в режимі реального часу (рис. 3). З цього моменту можна виконувати заїзди випробуваного транспортного засобу. Кожен запуск програми призводить до створення файлу формату «csv» на карті пам'яті. Назва файлу дається за поточним часом, у форматі ДД-



ММ-РР, наприклад «18-05-09.csv». Архівні файли зручно обробляти за допомогою будь-якого табличного процесора або текстового редактора. Авторське програмне забезпечення дозволяє змінювати налаштування МРВК в процесі його роботи.

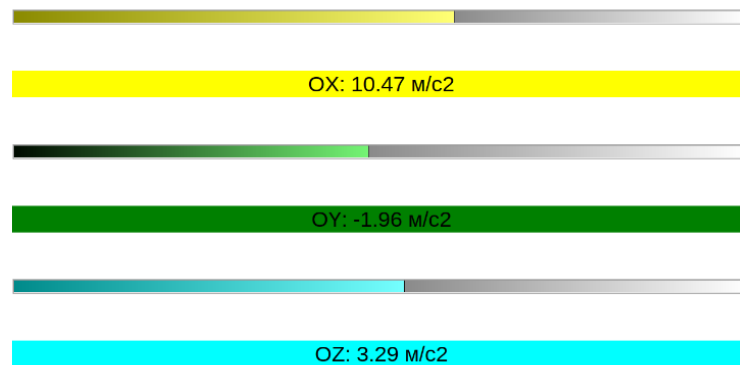


Рис.3. – Відображення сигналу акселерометра в режимі реального часу

Для подальшої автоматизації процесу управління колісним транспортним засобом було розроблено перспективну схему роботи реєстраційно-вимірювального комплексу з елементами штучного інтелекту (рис. 4), який дозволяє без участі водія проводити необхідні дії з його управління та забезпечення, в тому числі, безпеки експлуатації.

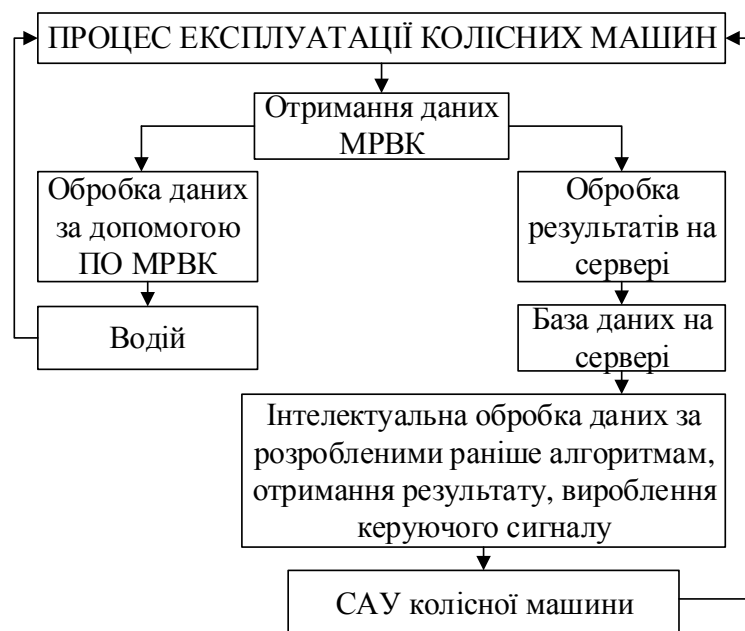
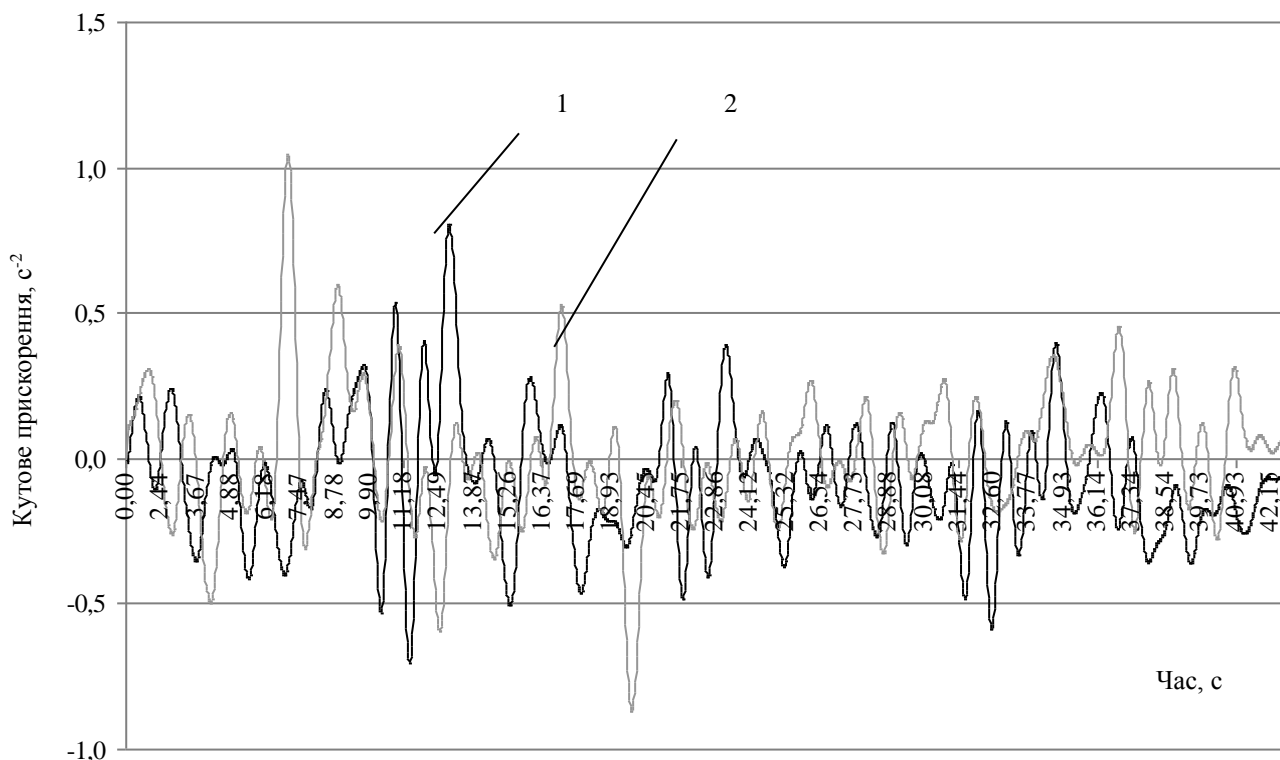


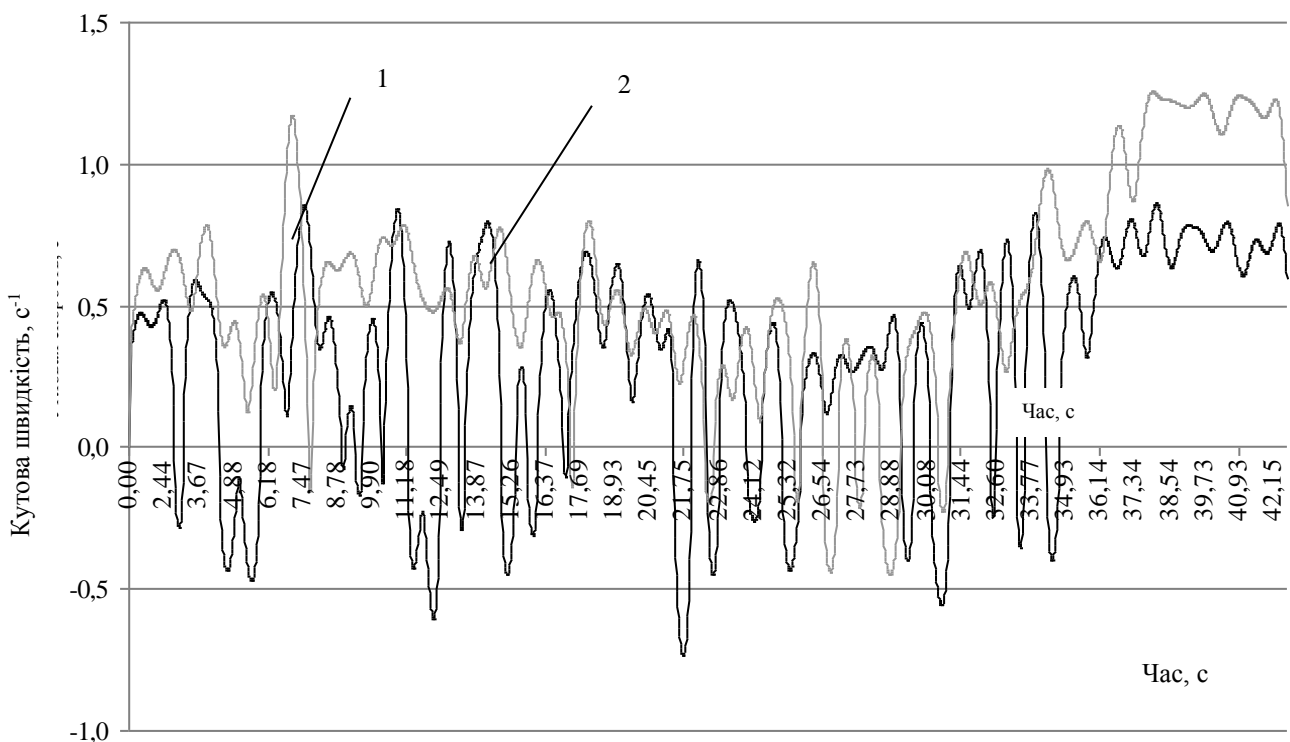
Рис. 4. – Схема функціонування реєстраційно-вимірювального комплексу з елементами штучного інтелекту

Експлуатаційні випробування проводилися в різних дорожніх умовах [19]. На рис. 5, 6 наведені приклади результатів проведених досліджень у вигляді графіків.



1 – передня секція; 2 – задня секція

Рис. 5. – Кутіві прискорення секцій при русі із двохосьовим причепом на ділянці з істотними нерівностями мікропрофілю ( $V = 5,6$  м/с,  $\beta = 0^\circ$ ,  $h_{н\max} = 0,2$  м)



1 – передня секція; 2 – задня секція

Рис. 6. – Кутіві швидкості секцій при русі із двохосьовим причепом на ділянці з істотними нерівностями мікропрофілю ( $V = 5,6$  м/с,  $\beta = 0^\circ$ ,  $h_{н\max} = 0,2$  м)

Таким чином, запропонований перспективний метод випробувань засобів транспорту на стійкість положення передбачає виконання наступного алгоритму:

- визначення граничної за умовою перекидання кутової швидкості засобу транспорту в поперечній площині для різних кутів нахилу опорної поверхні;
- установка на засіб транспорту МРВК, адаптованого для оцінки динамічної стійкості положення, отримання компонент лінійних прискорень;
- визначення поточних значень кутової швидкості засобу транспорту в поперечній площині  $\omega_{пот}$  (для шарнірно-зчленованих – для кожної секції окремо);
- розрахунок критерію стійкості – коефіцієнта динамічної стійкості  $K_{ДС}$ . При  $K_{ДС} < 1$  стійкість положення забезпечується. При досягненні  $K_{ДС} \geq 1$  існує реальна небезпека перекидання.

Застосування нечітких когнітивних моделей дозволяє автоматизувати рішення ряду складно формалізованих задач, що виникають на різних етапах прийняття керівного рішення [20]. Нечітку когнітивну карту зручно представити у вигляді зваженого орієнтованого графа, вершини якого (показники) відповідають об'єктам безлічі об'єктів моделі (показників), а дуги – причинно-наслідковим зв'язкам (рис. 7).

Усі розрахунки і передача результатів даних випробувань повинні систематично належним чином перевірятися [21]. У випадку, коли результати випробувань одержані через систему електронної обробки даних, частково як у нашому випадку, то надійність системи повинна виключати можливість їх спотворення. Система повинна мати можливості виявляти несправності обчислювальної техніки під час виконання обчислень для вжиття відповідних заходів.

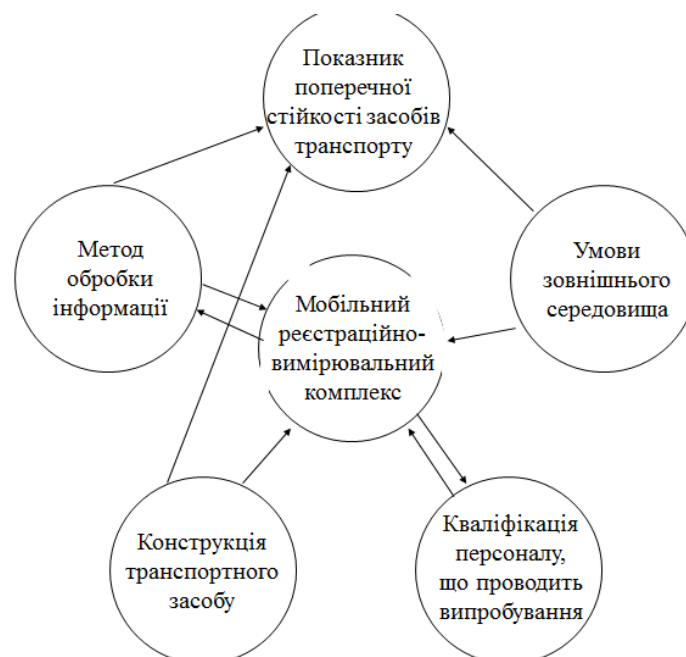


Рис.7. – Зважений орієнтований граф оцінювання параметрів, які впливають на поперечну стійкість колісної машини

Подальший розвиток пропонованого методу полягає в створенні бортових систем для прогнозування та запобігання перекиданню на основі інформування водія або автоматизації процесу зменшення швидкості руху аж до повної зупинки колісної машини. Розвиток системи можливий у варіанті системи проактивного управління, як системи динамічної стабілізації транспортних засобів.

**Висновки.** 1. Вдосконалено перспективний метод випробувань засобів транспорту на стійкість положення з використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу, адаптованого для таких досліджень.

2. Розглянуто вимоги до мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу для оцінювання та підвищення безпеки використання колісних машин з урахуванням сучасних засобів і підходів та його перспективну схему роботи з елементами штучного інтелекту.

3. Запропонований метод випробувань апробований на практиці, отримана кількісна оцінка поперечної стійкості при русі по нерівностях на прикладі шарнірно-зчленованого колісного трактора з номінальним тяговим зусиллям 35 кН. У розглянутих умовах експлуатації коефіцієнт динамічної стійкості досягав 0,94, що підтверджує необхідність подальшої автоматизації процесу зменшення швидкості руху аж до повної зупинки засобу транспорту.

#### Список літератури

1. Коробко А.І. Методологія розроблення нових методів випробувань. Журнал інженерних наук. Науковий журнал. 2017. Том 4, Випуск 1. С. Н7-Н13.
2. Львов Е.Д. Теория трактора / Львов Е.Д. – М.: Машгиз, 1960. – 252 с.
3. Гинцбург Б.Я. Тракторы и автомобили. Раздел: «Теория и расчет тракторов и автомобилей». Уч. пособие / Гинцбург Б.Я. – М.: Всесоюзный сельскохозяйственный институт заочного образования, 1964. – 91 с.
4. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов / Коновалов В.Ф. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.
5. Трепененков И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов. Изд. 2-е / Трепененков И.И. – М.: Машгиз, 1963. – 271 с.
6. Матюхов Г.Ф. К вопросу о поперечной устойчивости трактора / Г.Ф. Матюхов // Тракторы и сельхозмашины. – 1959. – № 9. – С. 9-12.
7. Задорожня В.В. Підвищення безпеки використання колісних машин при виконанні транспортних робіт на поперечному схилі: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20 „Експлуатація та ремонт засобів транспорту” / В.В. Задорожня. – Харків, 2014. – 20 с.
8. Клец Д. Применение акселерометров в системах пассивной безопасности автомобилей / Д. Клец, А. Коробко, Я. Ревтов, Д. Безъязычный // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – 2009. – Вып. 24 – С.41-44.
9. Аш Ж. Датчики измерительных систем: В 2 кн. / Ж. Аш. – М.: Мир, 1992. – 480 с.
10. Klets D. Accelerometers application in the automobile dynamic testing // Active Processes in Higher Technical Education to Train Specialists for Transportation and Highway Engineering and Automobile Industry: collection of scientific works International Conference / D. Klets, A. Korobko, M. Podrigalo, E. Voronova. – Kharkiv, 2009. – P.51-54.
11. Подригало М.А. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин / М.А. Подригало, А.І. Коробко, Д.М. Клец, В.І. Гацько // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Тракторна енергетика в рослинництві. – 2009. – Вип. 89. – С. 87-99.
12. Деменков Н.П. Нечеткое управление в технических системах. Учебное пособие. М. : Изд-во. МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2005. 200 с.
13. Дубинин Е.А. Прогнозирование динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта методом парциальных ускорений / Е.А. Дубинин, А.С. Полянский // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета: Сб. науч. трудов. – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2013. – Вып. 40.– С. 37-41.
14. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М.А., Коробко А.І., Клец Д.М., Файст В.Л.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. – № u201001136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.
15. Клец Д.М. Метод определения параметров движения средств транспорта с помощью датчиков ускорений / Д.М. Клец, Е.А. Дубинин // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин та засобів

- механізації сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць. – Х.: ФОП Томенко Ю.І., 2014. – Вип. 151. – С. 373-378.
16. Клец Д.М. Определение угла продольного наклона автомобиля при проведении динамических испытаний / Д.М. Клец // Транспортне машинобудування. – 2011. – № 18. – С. 24-29.
  17. Клец Д.М. Мобільний реєстраційно-вимірвальний комплекс для оцінювання та підвищення експлуатаційних властивостей колісних машин / Д.М. Клец, Є.О. Дубінін, Холодов А.П., Слинченко І.В. // Вісник ХНАДУ: Зб. наук. праць, – Х.:ХНАДУ, 2020. – Вип. 88, Т. II. – С. 56-60.
  18. Системи і засоби транспорту. Проблеми експлуатації і діагностики: монографія [текст]. Розділ 15. Вдосконалення концепції оцінювання та забезпечення експлуатаційних властивостей колісних машин / Д.М. Клец, Є.О. Дубінін, А.П. Холодов, І.В. Слинченко // Херсонська державна морська академія. – Херсон, 2019. – 810 с.
  19. Павлов В.А. Транспортные прицепы и полуприцепы / В.А. Павлов, С.А. Муханов. – М.: Воениздат, 1981. – 191 с.
  20. Деменков Н.П. Нечеткое управление в технических системах. Учебное пособие. М. : Изд-во. МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2005. 200 с.
  21. ДСТУ ISO/IEC 17025:2017. Загальні вимоги до компетентності випробувальних та калібрувальних лабораторій (ISO/IEC 17025:2017, IDT). [Чинний від 2017-07-01]. Київ, 2017. VI, 28 с. (Національний стандарт України)

#### References (transliterated)

1. Korobko A.I. Metodolohiia rozroblennia novykh metodiv vyprobuvan. Zhurnal inzhenernykh nauk. Naukovyi zhurnal. 2017. Tom 4, Vypusk 1. S. N7-N13.
2. Lvov E.D. Teoriya traktora / Lvov E.D. – М.: Mashhyz, 1960. – 252 s.
3. Hynsburh B.Ia. Traktory y avtomobyly. Razdel: «Teoriya y raschet traktorov y avtomobylei». Uch. posobyе / Hynsburh B.Ia. – М.: Vsesoiuznyi selskokhoziaistvennyi unystytut zaochnoho obrazovaniya, 1964. – 91 s.
4. Konovalov V.F. Dynamicheskaiya ustoichyvost traktorov / Konovalov V.F. – М.: Mashynostroeniye, 1981. – 144 s.
5. Trepenenkov Y.Y. Eksploatatsyonnye pokazately selskokhoziaistvennykh traktorov. Yzd. 2-e / Trepenenkov Y.Y. – М.: Mashhyz, 1963. – 271 s.
6. Matiukhov H.F. K voprosu o poperechnoi ustoichyvosti traktora / H.F. Matiukhov // Traktory y selkhoz mashyny. – 1959. – № 9. – S. 9-12.
7. Zadorozhnia V.V. Pidvyshchennia bezpeky vykorystannia kolisnykh mashyn pry vykonanni transportnykh robit na poperechnomu skhyli: avtoref. dys. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. nauk: spets. 05.22.20 „Eksploatatsiia ta remont zasobiv transportu” / V.V. Zadorozhnia. – Kharkiv, 2014. – 20 s.
8. Klets D. Prymenenye akselerometrov v systemakh passyvnoi bezopasnosti avtomobylei / D. Klets, A. Korobko, Ya. Revtov, D. Bezъязыchnyi // Avtomobylnyi transport. Sbornyk nauchnykh trudov. – 2009. – Vyp. 24 – S. 41-44.
9. Ash Zh. Datchyky yzmyeritelnykh system: V 2 kn. / Zh. Ash. – М.: Myr, 1992. – 480 s.
10. Klets D. Accelerometers application in the automobile dynamic testing // Active Processes in Higher Technical Education to Train Specialists for Transportation and Highway Engineering and Automobile Industry: collection of scientific works International Conference / D. Klets, A. Korobko, M. Podrigalo, E. Voronova. – Kharkiv, 2009. – R.51-54.
11. Podryhalo M.A. Metrolohichne zabezpechennia dynamichnykh vyprobuvan tiahovo-transportnykh mashyn / M.A. Podryhalo, A.I. Korobko, D.M. Klets, V.I. Hatsko // Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka. Traktorna enerhetyka v roslynnytstvi. – 2009. – Vyp. 89. – S. 87-99.
12. Demenkov N.P. Nechetkoe upravlenye v tekhnicheskyykh systemakh. Uchebnoe posobyе. М. : Yzd-vo. MHTU ymeny N.Э. Baumana, 2005. 200 s.
13. Dubynyn E.A. Prohnozyrovanye dynamicheskoi ustoichyvosti polozheniya sharnyrno-sochlenennykh sredstv transporta metodom partsyalnykh uskorenyi / E.A. Dubynyn, A.S. Polianskyi // Uchenые zapysky Kгymskoho ynzhenerno-pedahohycheskoho unyversyteta: Sb. nauch. trudov. – Symferopol: NYTs KYPU, 2013. – Vyp. 40. – S. 37-41.
14. Pat. 51031 Ukraina, MPK G01P 3/00. Systema dlia vyznachennia parametriv rukhu avtotransportnykh zasobiv pry dynamichnykh (kvalimetrychnykh) vyprobuvaniakh / Podryhalo M.A., Korobko A.I., Klets D.M., Faist V.L.;

- заявник та патентовласник Kharkivskiy nats. avtom.-dorozhn. universytet. – № u201001136; zaiavl. 04.02.10; opubl. 25.06.10, Biul. № 12.
15. Klets D.M. Metod opredeleniya parametrov dvyzheniya sredstv transporta s pomoshchiu datchykov uskorenyi / D.M. Klets, E.A. Dubynyn // Visnyk KhNTUSH im. P. Vasylenka. Problemy nadiinosti mashyn ta zasobiv mekhanizatsii silskohospodarskoho vyrobnytstva: Zb. nauk. prats. – Kh.: FOP Tomenko Yu.I., 2014. – Vyp. 151. – S. 373-378.
  16. Klets D.M. Opredelenye uhla prodolnoho naklona avtomobilya pry provedenyy dynamycheskykh uspytanyi / D.M. Klets // Transportne mashynobuduvannya. – 2011. – № 18. – S. 24-29.
  17. Klets D.M. Mobilnyi reiestratsiino-vymiriuvalniy kompleks dlia otsiniuvannya ta pidvyshchennia ekspluatatsiinykh vlastyvostei kolisnykh mashyn / D.M. Klets, Ye.O. Dubinin, Kholodov A.P., Slynchenko I.V. // Visnyk KhNADU: Zb. nauk. prats. – Kh.:KhNADU, 2020. – Vyp. 88, T. II. – S. 56-60.
  18. Systemy i zasoby transportu. Problemy ekspluatatsii i diahnostyky: monohrafiia [tekst]. Rozdil 15. Vdoskonalennia kontseptsii otsiniuvannya ta zabezpechennia ekspluatatsiinykh vlastyvostei kolisnykh mashyn / D.M. Klets, Ye.O. Dubinin, A.P. Kholodov, I.V. Slynchenko // Khersonska derzhavna morskha akademiia. – Kherson, 2019. – 810 s.
  19. Pavlov V.A. Transportnye prytsery y poluprytsery / V.A. Pavlov, S.A. Mukhanov. – M.: Voenyzzdat, 1981. – 191 s.
  20. Demenkov N.P. Nechetkoe upravlenye v tekhnicheskyykh systemakh. Uchebnoe posobyе. M. : Yzd-vo. MHTU ymeny N.E. Bauman, 2005. 200 s.
  21. DSTU ISO/IEC 17025:2017. Zahalni vymohy do kompetentnosti vyprobuvalnykh ta kalibruvalnykh laboratorii (ISO/IEC 17025:2017, IDT). [Chynnyi vid 2017-07-01]. Kyiv, 2017. VI, 28 s. (Natsionalnyi standart Ukrainy)

*Надійшла (received) 03.11.2021 р.*

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Дубінін Євген Олександрович (Дубинин Евгений Александрович, Dubinin Yevhen)** – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6176-7358>; e-mail: [dubinin-rmn@ukr.net](mailto:dubinin-rmn@ukr.net)

**Клец Дмитро Михайлович (Клец Дмитрий Михайлович, Klets Dmytr)** – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, провідний науковий співробітник, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7463-1030>; e-mail: [d.m.klets@gmail.com](mailto:d.m.klets@gmail.com)

**Полянський Олександр Сергійович (Полянский Александр Сергеевич, Polyansky Oleksandr)** – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0407-6435>; e-mail: [khadi.pas@gmail.com](mailto:khadi.pas@gmail.com)

**Коробко Андрій Іванович (Коробко Андрей Иванович, Korobko Andriy)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6618-7790>; e-mail: [ak82andrey@gmail.com](mailto:ak82andrey@gmail.com)

**Байдала Владислава Юріївна (Байдала Владислава Юрьевна, Baidala Vladyslava)** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8836-6784>; e-mail: [vlada.baidala@gmail.com](mailto:vlada.baidala@gmail.com)

*Д. М. КЛЕЦ, Є. О. ДУБІНІН, Є. С. ПЕЛИПЕНКО, В. Ю. БАЙДАЛА*

### **ВИЗНАЧЕННЯ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ ДВОВІСНОЇ МАШИНИ З УСІМА КЕРОВАНИМИ КОЛЕСАМИ**

Запропонований спосіб дозволяє оцінити керованість автомобіля з урахуванням або без урахування відведення, з різними типами ведучих коліс і різними керованими колесами з використанням парціальних прискорень. Визначення бічних та тангенціальних реакцій на автомобільну шину при повороті дозволяє більш точно оцінити маневреність, стійкість і керованість автомобіля. Визначення сумарних і часткових кутових прискорень транспортного засобу при його повертанні з урахуванням або без урахування відведення дозволяє розробити алгоритм поліпшення роботи транспортних засобів з різними типами шин. Використання різних способів керування транспортним засобом ускладнює процес проектування та управління машиною, змінюючи характеристики переміщення машин під час застосування пристроїв блокування. Рівняння обертального руху передньопривідних транспортних засобів і повнопривідних машин при криволінійному русі без відведення є однаковими. З'явлення нових способів виконання маневрів, таких як поворот з усіма ведучими колесами (4WS), вимагає дослідження траєкторії руху, стійкості і керованості машин при заданому маневруванні. Метод парціальних прискорень дозволяє виконувати оцінку керованості транспортних засобів з різними типами приводів (передньо-, задньо- та повнопривідних) та з різними керованими колесами. Визначення бокових реакцій на колесах транспортного засобу при повороті дозволяє більш точно виконувати оцінку поворотливості, стійкості та керованості транспортних засобів.

**Ключові слова:** автомобіль, усі керовані колеса, стійкість, керованість, парціальні прискорення.

*Д. М. КЛЕЦ, Е.А. ДУБИНИН, Е. С. ПЕЛИПЕНКО, В.Ю. БАЙДАЛА*

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ ДВУХОСНОЙ МАШИНЫ СО ВСЕМИ УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЕСАМИ**

Предложенный способ позволяет оценить управляемость автомобиля с учетом или без учета увода, с различными типами ведущих колес и различными управляемыми колесами с использованием парциальных ускорений. Определение боковых и тангенциальных реакций на автомобильную шину при повороте позволяет более точно оценить маневренность, устойчивость и управляемость автомобиля. Определение суммарных и частичных угловых ускорений транспортного средства при его повороте с учетом или без учета увода позволяет разработать алгоритм улучшения работы транспортных средств с разными типами шин. Использование различных способов управления транспортным средством усложняет процесс проектирования и управления машиной, изменяя характеристики перемещения машин при применении устройств блокировки. Зависимости для оценки динамики вращательного движения переднеприводных транспортных средств и полноприводных машин при движении по кривой без увода одинаковы. Появление новых способов выполнения маневров, таких как движение со всеми ведущими колесами (4WS), требует исследования траектории движения, устойчивости и управляемости машин при заданном маневрировании. Метод парциальных ускорений позволяет выполнять оценку управляемости транспортных средств с различными типами приводов (передне-, задне- и полноприводных) и с различными управляемыми колесами. Определение боковых реакций на колесах транспортного средства при повороте позволяет более точно выполнять оценку поворотливости, устойчивости и управляемости транспортных средств.

**Ключевые слова:** автомобиль, все управляемые колеса, устойчивость, управляемость, парциальные ускорения

*D. KLETS, Y. DUBININ, Y. PELYPENKO, V. BAIDALA*

### **DETERMINATION OF THE PARTIAL ACCELERATION OF A TWO-AXLE VEHICLE WITH ALL-HANDLED WHEELS**

The proposed method allows evaluating an automobile handling with or without accounting withdrawal, with various types of drive wheels and various steering wheels using partial acceleration. Determination of lateral and tangential reactions on automobile tire while turning in view tire slip allows more accurate evaluating of automobile maneuverability, stability and handling. Determination of vehicle total and partial angular accelerations during its driving into rotation with

and without accounting withdrawal allows developing an vehicles handling improving algorithm with different tire types. Using of different ways in vehicle managing is complicating associated with machine design and control process by machine handling characteristics changing during applying the locking devices. The equations of front-wheel drive vehicles and all-wheel drive vehicles rotational motion when driving on curves without removal are the same. Appearance of new ways to perform maneuvers such as turning movement with all the drive wheels (4WS), requires researching of movement trajectory, stability and handling of machines during specified maneuvering. The partial acceleration method allows the assessment of the controllability of vehicles with different types of drives (front-, rear - and all-wheel drive) and with different steerable wheels. The determination of lateral reactions on the wheels of the vehicle when turning allows for a more accurate assessment of the agility, stability and handling of vehicles.

**Key words:** automobile, all handled wheels, stability, handling, partial acceleration.

**Вступ.** Управління автомобілем у системі «водій-автомобіль-дорожнє середовище» можна розглядати як процес організації впливів, відповідних алгоритму управління. Забезпечення стійкості є однією з основних проблем теорії управління технічними системами. Стійкість в процесі управління автомобілем є однією зі складових властивостей більш загальної властивості – керованості [1]. Якщо технічна система є розімкненою, то для забезпечення її стійкості при дії збуджень використовується тільки керуючий вплив. Керуваність будь-якого об'єкту характеризує його здатність адекватно реагувати на дії. Керуючий вплив викликає перехідний процес з одного стану рівноваги об'єкта управління в інший. Для механічних систем, до яких відносяться мобільні машини, перехідний процес супроводжується зміною швидкісного режиму руху. Прискорення, які викликаються при цьому, характеризують не тільки керованість системи, але і зміну в часі технічного стану, зумовленого нестабільністю параметрів [2, 3]. Тому виникає задача визначення взаємозв'язку керованості і технічного стану об'єкта управління.

**Аналіз останніх досягнень та публікацій.** Ідея методу парціальних прискорень належить групі вчених м. Харкова: Артёмов М.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А., та ін. [4]. Основою ідеї був принцип Германа-Д'Аламбера-Ейлера, відомий в механіці як принцип кінетостатики або принцип квазістатичної рівноваги. Ідея Д'Аламбера полягала в тому, щоб привести рівняння динаміки до більш простих рівнянь статички. Мовою математики це означає приведення змішаної системи векторів (прискорень і сил) в однорідний векторний простір сил. Такий підхід дозволив в інженерній практиці значно спростити силовий аналіз складних механізмів. Однак багато авторів, забуваючи, що зазначений принцип всього лише математичний прийом і фізичного сенсу не має [5], здійснюють грубі помилки при дослідженні динаміки машин. Наприклад, представляють фіктивну реактивну силу інерції рушійною.

Якщо принцип Д'Аламбера зручний при проведенні теоретичних досліджень, то метод парціальних прискорень зручний при проведенні експериментальних досліджень і подальшої обробки їх результатів і узагальнень.

**Мета та постановка задачі дослідження.** Метою дослідження є визначення парціальних прискорень двовісних машин з усіма керованими колесами з приводом на передню, задню та обидві вісі.

**Основний матеріал та результати дослідження.** Рівняння плоскопаралельного руху задньопривідного ТЗ за відсутності бокового відводу шин і повороті направляючих коліс в одну сторону:

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -R_{k1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2; & (1) \\ m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2; & (2) \\ I_{z_c} \cdot \frac{d\omega_z}{dt^2} = a \cdot (R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1) - b \cdot (R_{k2} \sin \bar{\alpha}_2 + R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2). & (3) \end{cases}$$



Сумарні бокові реакції на колесах передньої та задньої вісей задньопривідного ТЗ за відсутності бокового відводу шин:

$$R_{\delta 1} = R_{k1} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + m \sec \bar{\alpha}_1 \left( \left( \frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2) \right); \quad (4)$$

$$R_{\delta 2} = -R_{k2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 + m \sec \bar{\alpha}_2 \left( \left( \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 - a^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{a}{L^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2) \right). \quad (5)$$

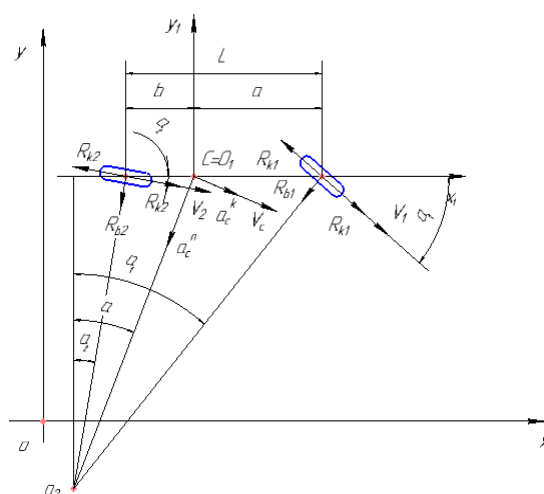


Рис. 1. Схема сил, які діють на автомобіль з усіма керованими колесами при повороті їх в одну сторону

З рівняння (3) одержимо рівняння парціальних – прискорень шляхом розділу лівої та правої частин на  $I_{zc}$ .

$$\dot{\omega}_z = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1}{I_{zc}} - \frac{a \cdot R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + b \cdot R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 + b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{знов}^{парц} - \dot{\omega}_{зсomp}^{парц} \quad (6)$$

звідки

$$\dot{\omega}_{знов}^{парц} = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1}{I_{zc}}, \quad (7)$$

$$\dot{\omega}_{зсomp}^{парц} = \frac{a \cdot R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + b \cdot R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 + b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}}. \quad (8)$$

Визначимо парціальне прискорення  $\dot{\omega}_{зпов}^{парц}$  та  $\dot{\omega}_{зсопр}^{парц}$ , для цього підставимо їх в рівняння (7) та (8).

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{зпов}^{парц} = \frac{a}{i_z^2} & \left\{ \left[ G \cdot b - \left( m_a \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \right) \cdot (h - r_\delta) \right] \cdot \frac{f \sin \bar{\alpha}_1}{L \cdot m_a} + \frac{b}{L_2} \cdot V_{x1}^2 (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2) \right\} \\ & + \left( \frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 - ab}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \cdot \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) \cdot \frac{a}{i_z^2}; \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{зсопр}^{парц} = \frac{a}{i_z^2} & \left\{ \left[ G \cdot b - \left( m_a \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \right) \cdot (h - r_\delta) \right] \cdot \frac{f \sin \bar{\alpha}_1}{L \cdot m_a} + \frac{b}{L_2} \cdot V_{x1}^2 (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2) \right\} \\ & + \left( \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \cdot \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) \cdot \frac{b}{i_z^2} \end{aligned} \quad (10)$$

Співвідношення, яке приведене нижче, дає можливість на етапі проектування та випробувань оцінити керованість задньопривідного автомобіля за парціальними кутовими прискореннями.

$$\dot{\omega}_z = \frac{dV_{x1}}{dt} \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2) + V_{x1} \cdot \left( \sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt} \right). \quad (11)$$

Рівняння плоскопаралельного руху повнопривідного ТЗ за відсутності бокового відводу шин та повороті направляючих коліс в одну сторону:

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = R_{k1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2; \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = -R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2; \end{cases} \quad (13)$$

$$\begin{cases} I_{z_c} \cdot \frac{d\omega_z}{dt^2} = a \cdot (R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1) - b \cdot (R_{k2} \sin \bar{\alpha}_2 + R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2). \end{cases} \quad (14)$$

Сумарна бокова реакція на колесах передньої вісі повнопривідного автомобіля за відсутності бокового вводу шин визначається з виразу[2].

$$\begin{aligned} R_{\delta 1} = & -R_{k1} \cdot tg \bar{\alpha}_1 + m \cdot \sec \bar{\alpha}_1 \left( \left( \frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ & \left. \times \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2) \right). \end{aligned} \quad (15)$$

З рівняння (14) отримаємо рівняння парціальних прискорень шляхом розділу лівої та правої частин на  $I_{zc}$ .

$$\dot{\omega}_z = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1}{I_{zc}} - \frac{b \cdot R_{k 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 + b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{zнов}^{парц} - \dot{\omega}_{zсспр}^{парц} \quad (16)$$

$$\dot{\omega}_{zнов}^{парц} = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + a \cdot R_{k 1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1}{I_{zc}}, \quad (17)$$

$$\dot{\omega}_{zсспр}^{парц} = \frac{b \cdot R_{k 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 + b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}}. \quad (18)$$

Визначимо парціальні прискорення  $\dot{\omega}_{знов}^{парц}$  та  $\dot{\omega}_{зсспр}^{парц}$ .

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{знов}^{парц} &= \frac{a}{i_z^2} \cdot \left( \frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \times \\ &\times \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot \frac{a}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2); \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{зсспр}^{парц} &= \frac{b}{i_z^2} \cdot \left( \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \times \\ &\times \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{a}{L^2} \cdot \frac{b}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2). \end{aligned} \quad (20)$$

Рівняння плоскопаралельного руху передньопривідного автомобіля за відсутності бокового відводу шин (при повороті направляючих коліс в одну сторону):

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= R_{k1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{k2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2; \\ m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} &= -R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2; \\ I_{zc} \cdot \frac{d\omega_z}{dt^2} &= a \cdot (R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1) + b \cdot (R_{k2} \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2). \end{aligned} \right. \quad (21)$$

Сумарна бокова реакція на колесах задньої вісі передньопривідного автомобіля за відсутності бокового уводу шин визначається з виразу:

$$R_{\delta 2} = R_{k2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 + m \cdot \sec \bar{\alpha}_2 \cdot \left( \left( \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \right) \quad (24)$$

З рівняння (23) отримаємо рівняння парціальних прискорень шляхом розділу лівої та правої частин на  $I_{zc}$ .

$$\dot{\omega}_z = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + a \cdot R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + b \cdot R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2}{I_{zc}} - \frac{b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{зпов}^{парц} - \dot{\omega}_{зсопр}^{парц} \quad (25)$$

звідки визначимо

$$\dot{\omega}_{зпов}^{парц} = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + a \cdot R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + b \cdot R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2}{I_{zc}}, \quad (26)$$

$$\dot{\omega}_{зсопр}^{парц} = \frac{b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}}. \quad (27)$$

Визначимо парціальні прискорення  $\dot{\omega}_{зпов}^{парц}$  та  $\dot{\omega}_{зсопр}^{парц}$ .

$$\dot{\omega}_{зпов}^{парц} = \frac{a}{i_z^2} \cdot \left( \frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \times \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) + \quad (28)$$

$$+ \frac{b}{L^2} \cdot \frac{a}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2) + \left( G \cdot a + \left( m_a \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \right) \cdot (h - r_\delta) \right) \cdot \frac{f \cdot b \cdot \sin \bar{\alpha}_2}{L \cdot m_a \cdot i_z^2};$$

$$\dot{\omega}_{зсопр}^{парц} = \frac{b}{i_z^2} \cdot \left( \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) + \quad (29)$$

$$+ \frac{a}{L^2} \cdot \frac{b}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2) + \left( G \cdot a + \left( m_a \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \right) \cdot (h - r_\delta) \right) \cdot \frac{f \cdot b \cdot \sin \bar{\alpha}_2}{L \cdot m_a \cdot i_z^2}.$$

На рис. 2 приведена схема сил, які діють на автомобіль з усіма напрувляючими колесами при повороті їх в різні сторони та представлена картина лінійних швидкостей та прискорень характерних точок.

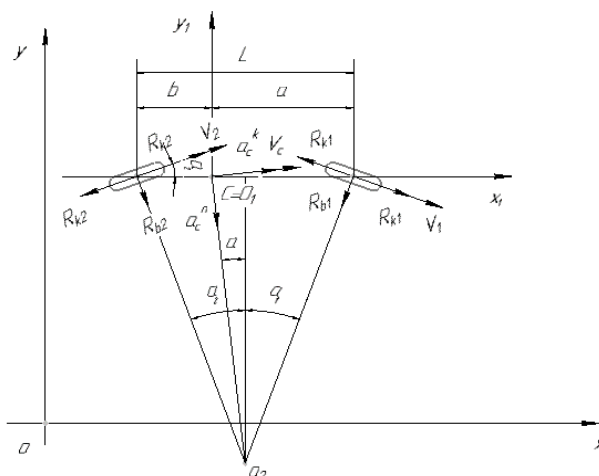


Рис. 2. Схема сил, які діють на автомобіль з усіма керуючими колесами при повороті їх в різні сторони

Рівняння плоскопаралельного руху задньопривідного автомобіля за відсутності бокового виводу шин (при повороті напрувляючих коліс в різні сторони):

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -R_{k1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2 + R_{\delta 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2; \\ m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2; \\ I_{zc} \cdot \frac{d\omega_z}{dt^2} = a \cdot (R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1) + b \cdot (R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2). \end{cases} \quad (30)$$

Сумарні бокові реакції на колесах передньої та задньої вісей задньопривідного автомобіля за відсутності бокового уводу шин визначаються з виразів:

$$R_{\delta 1} = R_{k1} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + m \cdot \sec \bar{\alpha}_1 \left( \left( \frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2) \right); \quad (33)$$

$$R_{\delta 2} = R_{k2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 + m \cdot \sec \bar{\alpha}_2 \left( \left( \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{a}{L^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2) \right). \quad (34)$$

Розділимо ліву та праву частини рівняння (32) на  $I_{zc}$

$$\dot{\omega}_z = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - a \cdot R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1}{I_{zc}} - \frac{b \cdot R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{знов}^{парц} - \dot{\omega}_{зсопр}^{парц}, \quad (35)$$

Звідки

$$\dot{\omega}_{знов}^{парц} = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - a \cdot R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1}{I_{zc}}, \quad (36)$$

$$\dot{\omega}_{зсопр}^{парц} = \frac{-b \cdot R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 + b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}}. \quad (37)$$

Сумарна нормальна реакція на колесах задньої вісі:

$$R_{z2} = G \cdot \frac{a}{L} + m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} \cdot \frac{h - r_{\delta}}{L} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \cdot \frac{h_w - r_{\delta}}{L} \quad (38)$$

Сумарна дотична реакція на колесах задньої вісі задньопривідного ТЗ визначається приймаючи  $h_w = h$ .

$$R_{k2} = G \cdot \varphi \cdot \frac{a}{L} + \left( m_a \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \right) \cdot \frac{\varphi \cdot (h - r_{\delta})}{L} \quad (39)$$

Визначимо парціальні прискорення  $\dot{\omega}_{знов}^{парц}$  та  $\dot{\omega}_{зсопр}^{парц}$ .

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{знос}^{парц} &= \frac{a}{i_z^2} \cdot \left( \frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \\ &+ \frac{ab}{Li_z^2} \left( g(f \sin \bar{\alpha}_1 + \varphi \sin \bar{\alpha}_2) + \frac{V_{x1}^2}{L} (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2) \right) + \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + \frac{kF}{m_a} V_{x1}^2 \right) \frac{h - r_{\delta}}{L \cdot i_z^2} \times \\ &\times (b\varphi \sin \bar{\alpha}_2 - af \sin \bar{\alpha}_1); \end{aligned} \quad (40)$$

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{зсomp}^{парц} &= \frac{b}{i_z^2} \cdot \left( \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \\ &+ \frac{ab}{Li_z^2} \cdot V_{x1}^2 \left( g(f \sin \bar{\alpha}_1 + \varphi \sin \bar{\alpha}_2) + \frac{V_{x1}^2}{L} (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2) \right) + \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + \frac{kF}{m_a} V_{x1}^2 \right) \frac{h - r_{\delta}}{L \cdot i_z^2} \times \\ &\times (b\varphi \sin \bar{\alpha}_2 - af \sin \bar{\alpha}_1). \end{aligned} \quad (41)$$

Приведене нижче співвідношення дозволяє на етапі проектування і випробувань оцінити керованість задньопривідного автомобіля за парціальними прискореннями.

$$\dot{\omega}_z = \frac{dV_{x1}}{dt} \cdot (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2) + V_{x1} \cdot \left( \sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt} \right). \quad (42)$$

Рівняння плоско паралельного руху повнопривідного ТЗ за відсутності бокового уводу шин та повороті направляючих коліс в різні сторони:

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= R_{k1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2 + R_{\delta 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2; \end{aligned} \right. \quad (43)$$

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} &= -R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2; \end{aligned} \right. \quad (44)$$

$$\left\{ \begin{aligned} I_{z_c} \cdot \frac{d\omega_z}{dt^2} &= a \cdot (R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1) + b \cdot (R_{k2} \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2). \end{aligned} \right. \quad (45)$$

Сумарна бокова реакція на колесах передньої вісі повнопривідного автомобіля за відсутності бокового уводу шин визначається з виразу:

$$\begin{aligned} R_{\delta 1} &= -R_{k1} \cdot tg\bar{\alpha}_1 + m \cdot \sec \bar{\alpha}_1 \left( \left( \frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ &\times \left. \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2) \right) \end{aligned} \quad (46)$$

Визначимо парціальні прискорення  $\dot{\omega}_{зпов}^{парц}$  та  $\dot{\omega}_{зсomp}^{парц}$ .

$$\dot{\omega}_{знос}^{парц} = \frac{a}{i_z^2} \cdot \left( \frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \quad (47)$$

$$+ \frac{b}{L^2} \cdot \frac{a}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2) + \left( G \cdot a + \left( m_a \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \right) \cdot (h - r_\delta) \right) \cdot \frac{f \cdot b \cdot \sin \bar{\alpha}_2}{L \cdot m_a \cdot i_z^2};$$

$$\dot{\omega}_{знос}^{парц} = \frac{b}{i_z^2} \cdot \left( \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \quad (48)$$

$$+ \frac{a}{L^2} \cdot \frac{b}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2) + \left( G \cdot a + \left( m_a \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \right) \cdot (h - r_\delta) \right) \cdot \frac{f \cdot b \cdot \sin \bar{\alpha}_2}{L \cdot m_a \cdot i_z^2}.$$

Рівняння плоскопаралельного руху передньопривідного ТЗ за відсутності бокового уводу шин та повороту направляючих коліс в різні сторони:

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = R_{k1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{k2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2 + R_{\delta 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2; & (49) \end{cases}$$

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = -R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2; & (50) \end{cases}$$

$$\begin{cases} I_{z_c} \cdot \frac{d\omega_z}{dt^2} = a \cdot (R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1) - b \cdot (R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 + R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2). & (51) \end{cases}$$

Сумарні бокові реакції на колесах передньопривідного ТЗ за відсутності бокового уводу шин визначається з виразу:

$$R_{\delta 2} = -R_{k2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 + m \cdot \sec \bar{\alpha}_2 \left( \left( \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \quad (52)$$

$$\left. \times \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \frac{a}{L^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2) \right)$$

Визначимо парціальні прискорення  $\dot{\omega}_{знов}^{парц}$  та  $\dot{\omega}_{зсопр}^{парц}$ .

$$\dot{\omega}_{знов}^{парц} = \frac{a}{i_z^2} \cdot \left( \frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \quad (53)$$

$$+ \frac{b}{L^2} \cdot \frac{a}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2);$$

$$\dot{\omega}_{znos}^{napu} = \frac{b}{i_z^2} \cdot \left( \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \left( \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \frac{a}{L^2} \cdot \frac{b}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2). \quad (54)$$

**Висновки.** Метод парціальних прискорень дозволяє виконувати оцінку керованості транспортних засобів з різними типами приводів (передньо-, задньо- та повнопривідних) та з різними керованими колесами. Визначення бокових реакцій на колесах транспортного засобу при повороті дозволяє більш точно виконувати оцінку поворотливості, стійкості та керованості транспортних засобів.

### Список літератури

1. Артемов Н.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М., Коробко А.И., Задорожня В.В. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / Харьков: изд-во «Міськдрук», 2012. – 220 с.
2. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи вивчення основних параметрів випробуваннями: ДСТУ 3310-96, – [Чинний від 01.01.1997]. – К.: Держстандарт України, 1996. – 13 с. – (Національні стандарти України).
3. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний: ГОСТ Р 52302-2004, – [Дата введения в действие 01.01.2006]. – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2005. – 56 с.
4. Бахмутов С.В. Научные основы параметрической оптимизации автомобиля по критериям управляемости и устойчивости: Дис. докт. техн. наук: 05.05.03.-М., 2000.-320 с.
5. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / Под общ. ред. Б.Н. Белоусова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. - 728 е.: ил.
6. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Теория: Учеб. для вузов. / Под ред. Г.И. Гладова. М.: ИКЦ «Академкнига», 2006. -215 е.: ил.
7. Ходес И.В. Методология прогнозирования управляемости колёсной машины: Дис. докт. техн. наук: 05.05.03. Волгоград, 2007. - 377 с.
8. Иллюстрированный справочник. Колёсная бронетехника / М.В. Никольский, В.Е. Ильин. М.: ООО «Издательство Астрель», 2001. - 512 е.: ил. (Танкодром).
9. Кушвид Р.П. Прогнозирование показателей управляемости и устойчивости автомобиля с использованием комплекса экспериментальных и теоретических методов: Дис. докт. техн. наук: 05.05.03. М.: МАМИ, 2004. - 342 с.
10. Аксёнов П.В. Многоосные автомобили. 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1989. - 280 е.: ил.
11. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н. Проектирование колёсных машин с использованием моделирования.: Учеб. пособие по курсу «Моделирование систем колёсных машин». М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. -27 е.: ил.
12. Белоусов Б.Н. Основы теории системы общих проектировочно-конструктивных решений колесных транспортных средств особо большой грузоподъемности: Дис. докт. техн. наук: 05.05.03. М., 1997. -380 с.

### References (transliterated)

1. Artemov N.P., Lebedev A.T., Podrigalo M.A., Polyanskiy A.S., Klets D.M., Korobko A.I., Zadorozhnyaya V.V. Metod partial'nykh uskorenyy i ego prilozheniya v dinamike mobil'nykh mashin / Khar'kov: izd-vo «Mis'kdruk», 2012. – 220 s.



2. Zasoby transportni dorozhni. Stiikist. Metody vyvchennia osnovnykh parametriv vyprobuvanniamy: DSTU 3310-96, – [Chynnyi vid 01.01.1997]. – K.: Derzhstandart Ukrainy, 1996. – 13 s. – (Natsionalni standarty Ukrainy).
3. Avtotransportnye sredstva. Upravlyaemost' i ustoychivost'. Tekhnicheskie trebovaniya. Metody ispytaniy: GOST R 52302-2004, – [Data vvedeniya v deystvie 01.01.2006]. – M.: Federal'noe agentstvo po tekhnicheskomu regulirovaniyu i metrologii, 2005. – 56 s.
4. Bakhmutov C.B. Nauchnye osnovy parametricheskoy optimizatsii avtomobilya po kriteriyam upravlyaemosti i ustoychivosti: Dis. .dokt. tekhn. nauk: 05.05.03.-M., 2000.-320 s.
5. Belousov B.N., Popov S.D. Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoy gruzopod'emnosti. Konstruktsiya. Teoriya. Raschet / Pod obshch. red. B.N. Belousova. M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 2006. - 728 e.: il.
6. Gladov G.I., Petrenko A.M. Spetsial'nye transportnye sredstva: Teoriya: Ucheb. dlya vuzov. / Pod red. G.I. Gladova. M.: IKTs «Akademkniga», 2006. -215 e.: il.
7. Khodes I.V. Metodologiya prognozirovaniya upravlyaemosti kolesnoy mashiny: Dis. .dokt. tekhn. nauk: 05.05.03. Volgograd, 2007. - 377 s.
8. Ilyustrirovannyy spravochnik. Kolesnaya bronetekhnika / M.V. Nikol'skiy, V.E. Il'in. M.: OOO «Izdatel'stvo Astrel'», 2001. - 512 e.: il. (Tankodrom).
9. Kushvid R.P. Prognozirovanie pokazateley upravlyaemosti i ustoychivosti avtomobilya s ispol'zovaniem kompleksa eksperimental'nykh i teoreticheskikh metodov: Dis. .dokt. tekhn. nauk: 05.05.03. M.: MAMI, 2004. - 342 s.
10. Aksenov P.V. Mnogoosnye avtomobili. 2-e izd., pererab. i dop. - M.: Mashinostroenie, 1989. - 280 e.: il.
11. Afanas'ev B.A., Belousov B.N. Proektirovanie kolesnykh mashin s ispol'zovaniem modelirovaniya.: Ucheb. posobie po kursu «Modelirovanie sistem kolesnykh mashin». M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 1997. -27 e.: il.
12. Belousov B.N. Osnovy teorii sistemy obshchikh proektirovochno-konstruktivnykh resheniy kolesnykh transportnykh sredstv osobo bol'shoy gruzopod'emnosti: Dis. .dokt. tekhn. nauk: 05.05.03. M., 1997. -380 s.

*Надійшла (received) 03.11.2021 р.*

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Клец Дмитро Михайлович (Клец Дмитрий Михайлович, Klets Dmytro)** – доктор технічних наук, професор, головний проектний менеджер реформи дорожнього сектору команди підтримки реформ Міністерства інфраструктури України ; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7463-1030>; e-mail: [d.m.klets@gmail.com](mailto:d.m.klets@gmail.com)

**Дубінін Євген Олександрович (Дубинин Евгений Александрович, Dubinin Yevhen)** – доктор технічних наук, професор, професор Харківського національного автомобільно-дорожнього університету; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3765-8696> e-mail: [dubinin-rmn@ukr.net](mailto:dubinin-rmn@ukr.net)

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

**Байдала Владислава Юрїївна (Байдала Владислава Юрьевна, Baidala Vladislava)** – аспірантка Харківського національного автомобільно-дорожнього університету; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8836-6784> e-mail: [vlada.baidala@gmail.com](mailto:vlada.baidala@gmail.com)

*О.І. НАЗАРОВ, С.І. КРИВОШАПОВ, В.А. ЦИБУЛЬСЬКИЙ, М.Є. СЕРГІЄНКО*

## **ОЦІНКА ЗНОСОСТІЙКОСТІ ФРИКЦІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ**

Запропоновано математичну модель зношування поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів легкового автомобіля при гальмуваннях. Для легкових автомобілів розглянуто роботу створеного алгоритму, наведено результати роботи програми та аналіз результатів проведеного розрахункового експерименту. Також розглянуто перспективи подальших досліджень визначення коефіцієнта зносостійкості матеріалів сполучених деталей дискових гальмівних механізмів.

**Ключові слова:** легковий автомобіль, дисковий гальмівний механізм, фрикційна поверхня, зносостійкість.

*А.И. НАЗАРОВ, С.И. КРИВОШАПОВ, В.А. ЦЫБУЛЬСКИЙ, Н.Е. СЕРГИЕНКО*

## **ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ФРИКЦИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ**

Предложена математическая модель изнашивания поверхностей трения дисковых тормозных механизмов легкового автомобиля при торможениях. Для легковых автомобилей рассмотрена работа созданного алгоритма, приведены результаты работы программы и анализ результатов проведенного расчетного эксперимента. Также рассмотрены перспективы дальнейших исследований для определения коэффициента износостойкости материалов сопряженных деталей дисковых тормозных механизмов.

**Ключевые слова:** легковой автомобиль, дисковый тормозной механизм, фрикционная поверхность, износостойкость.

*A. NAZAROV, S. KRIVOSHAPOV, V. TSYBULSKY, N. SERGIENKO*

## **EVALUATION OF WEAR RESISTANCE OF FRICTION SURFACES FOR DISC BRAKES OF PASSENGER CARS**

A mathematical model of wear of friction surfaces of disc brake mechanisms of a passenger car during braking is proposed. For passenger cars, the work of the created algorithm is considered, the results of the program and the analysis of the results of the computational experiment are given. The prospects for further research to determine the wear resistance coefficient of materials for mating parts of disc brake mechanisms are also considered.

**Keywords:** passenger car, disc brake mechanism, friction surface, wear resistance.

**Вступ.** Важливим для оцінки ресурсу гальмівних систем легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, є встановлення не лише допустимого зносу спряжених деталей гальмівних механізмів, але й врахування зносостійкості їх фрикційних поверхонь.

Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи автомобіля, якою є гальмівний механізм, працює в більшості випадків в умовах абразивного зношування [1], то встановлення закономірності відносного зношування спряжених деталей в залежності від зміни швидкості гальмування автомобіля під час експлуатації є актуальним.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Для повної характеристики процесу зношування спряжених деталей дискових гальм, які утворюють фрикційну пару, необхідно знати закон розподілу зносу.

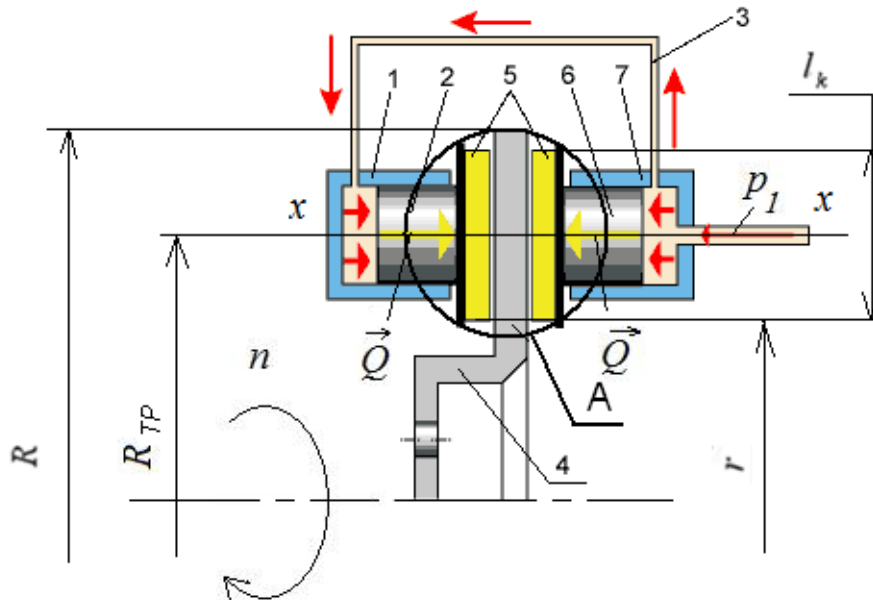
Щоб визначити параметри, якими можна характеризувати відносний знос спряження, розглянемо, до якої зміни взаємного положення може призвести знос їх поверхонь.

При цьому велике значення мають конструктивні та кінематичні особливості даної пари, так як вони, очевидно, визначають характер і напрям можливого зближення деталей при зносі.

**Мета роботи і постановка задачі.** Метою роботи є оцінка зносостійкості фрикційних

поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів за відносним зносом їх фрикційних пар.

**Математична модель та алгоритм рішення задачі.** Прийнемо допущення, що зношування фрикційних поверхонь відбувається рівномірно (рис. 1).



- 1 – зовнішній робочий циліндр (лівого) гальма; 2, 6 – поршень;  
 3 – з'єднувальна трубка; 4 – гальмівний диск переднього (лівого) колеса;  
 5 – гальмівні колодки з фрикційними накладками;  
 7 – внутрішній робочий циліндр (лівого) гальма

Рис. 1 – Схема для визначення зносу дискового гальма

Тоді, в результаті зносу спряження «диск-накладка» виникає зміна їх відносного положення, яка є тією геометричною характеристикою, що безпосередньо пов'язана із втратою гальмівним механізмом їх початкових службових властивостей.

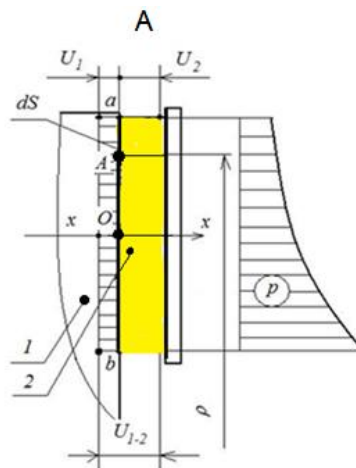
Оскільки дискові гальмівні механізми сучасних легкових автомобілів конструктивно мають напрямні елементи [2, 3], то вони й визначають напрям  $x$ - $x$  можливого зближення спряжених деталей.

Тому в даному випадку знос фрикційного спряження може характеризуватись лише параметром  $U_{1-2}$  – величиною відносного зближення спряжених деталей 1 і 2 в напрямку  $x$ - $x$  (див. А, рис.1).

Спочатку відтворимо залежність між зносом спряження  $U_{1-2}$  та лінійним зносом кожної деталі (гальмівного диска  $U_1$  і гальмівної колодки  $U_2$ ) в нормальний період експлуатації, розглянувши схему взаємного положення зношених деталей в період нормального зносу, коли має місце повне прилягання поверхонь по прямій  $ab$  (див. А, рис. 2).

Якщо зближення деталей можливе лише в напрямі  $x$ - $x$ , то сума зносів деталей, виміряна в напрямку можливого зближення, повинна бути сталою та дорівнювати зносу всього спряження

$$U_{1-2} = U_1 + U_2 = const. \quad (1)$$



1 – гальмівний диск; 2 – гальмівна колодка;

Рис. 2 – Схема для визначення зносу дискового гальмівного механізму

Ця залежність [4] є умовою контакту деталей, так як вона характеризує одну важливу особливість протікання процесу зношування спряження під час експлуатації, яка полягає в тому, що за будь-якої форми зношеної поверхні деталей має місце повний контакт спряжених поверхонь.

Якщо зобразити положення деталей після їх зношування, то графічно знос кожної з деталей буде представлено епюром, розташованим в «тілі» другої деталі (див. рис. 1).

Сумарний епюр буде являти собою деяку область взаємного врізання, обмежену лініями, які визначають форму спряжених поверхонь, а її площа характеризуватиме величину зношеного матеріалу.

Область розділена на дві частини площиною  $ab$ , яка визначає форму поверхні тертя обох деталей до зношування, що дозволяє визначити величину зносу кожного тіла після експлуатації (див. рис. 1).

Відомо, що залежність між швидкостями зношування поверхонь тертя  $\gamma_i$  та швидкістю зношування спряження  $\gamma_{1-2}$  [4]

$$\gamma_i = \gamma_{1-2} \cdot \frac{\psi}{1 + \psi}, \quad (2)$$

де  $\psi = U_1/U_2$  – співвідношення зносів, значення якого залежить від закону зношування та є функцією швидкостей ковзання і тиску на поверхнях тертя.

Закони зношування, знання яких необхідні для рішення поставленої задачі, повинні для даних умов визначати співвідношення між швидкістю зношування кожної із спряжених деталей  $\gamma_i$ , тиском на поверхні тертя  $p$  та швидкістю відносного ковзання  $\mathcal{G}$ .

Із формул (1) і (2) слідує, що форма зношених поверхонь спряжених деталей, яка визначається значеннями зносів  $U_i$  в кожній точці поверхні тертя, залежить від співвідношення зносів  $\psi$  (відносного зносу).

Як показують дослідження [4], в багатьох випадках можуть бути прийнятими степеневі закони зношування в загальному вигляді

$$\gamma_i = k_i \cdot p^{m_{pi}} \cdot \mathcal{G}^{m_{vi}}. \quad (3)$$

де  $k_i$  – коефіцієнт, що має розмірність ( $\text{с}^2$ ) та характеризує стійкість до зношування спряжених деталей.

Для визначення  $k_i$  розгляданого випадку абразивного зношування величина зносу

пропорційна тиску і шляху тертя, тобто  $m_{p_i} = m_{v_i} = 1$  [4].

Тоді залежність (3) має вигляд [4]

$$\gamma_i = k_i \cdot p \cdot \mathcal{G}. \quad (4)$$

В даному випадку властивості пари матеріалів під час зношування можуть характеризуватись співвідношенням швидкостей зношування [4], тобто

$$\psi = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{k_1}{k_2} = const. \quad (5)$$

Для заданої швидкості відносного переміщення спряжених деталей кожна точка  $A$  на поверхні тертя з координатами  $(\rho, x)$  має свою кругову швидкість ковзання (див. рис. 2), яка визначається

$$\mathcal{G} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \rho = \omega \cdot \rho, \quad (6)$$

де  $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$  – кутова швидкість диска гальмівного відносно гальмівної колодки на момент початку гальмування автомобіля;

$\rho$  – радіус обертання точки, яка розглядається (див. рис. 2).

Після підстановок одержимо закон зношування спряжених деталей у вигляді функціональної залежності  $\gamma_i = f_i(\rho, p)$ , а використавши вираз (4), маємо залежність швидкості зношування спряження  $\gamma_{1-2} = F_1(p, \rho)$  у вигляді

$$\gamma_i = \omega \cdot \rho \cdot k_i \cdot p; \quad (7)$$

$$\gamma_{1-2} = \omega \cdot \rho \cdot (k_1 + k_2) \cdot p. \quad (8)$$

Звідки вираз для епюри тиску на поверхні колодки

$$p = \frac{\gamma_{1-2}}{\omega \cdot \rho \cdot (k_1 + k_2)}. \quad (9)$$

Залежність між приводною силою  $Q$  та епюрним тиском  $p$  і тиском гальмівної рідини  $p_1$  в колісному циліндрі діаметром  $d_u$  передніх коліс знайдемо, використовуючи формулу

$$Q = \int_S p \cdot dS = \frac{\pi d_u^2 \cdot p_1}{4}. \quad (10)$$

Вирішуючи спільно (10) із (9), одержимо

$$Q = \frac{\gamma_{1-2}}{\omega \cdot (k_1 + k_2)} \int_r^R \frac{\rho \cdot d\rho}{\rho} = \gamma_{1-2} \cdot \frac{R-r}{\omega \cdot (k_1 + k_2)}, \quad (11)$$

де  $R, r$  – зовнішній і внутрішній радіуси гальмівного диску (див. рис. 1).

Вирішуючи відносно  $\gamma_{1-2}$ , одержимо формулу для визначення швидкості зношування спряження в такому разі

$$\gamma_{1-2} = \frac{(k_1 + k_2) \cdot \omega}{R-r} \cdot Q. \quad (12)$$

На підставі теорії зношування Крагельського І.В. [5-12] величина зносу фрикційних тіл (див. рис. 2), що забезпечують тертя, може бути представлена у вигляді

$$U_i = k_i \cdot \frac{Q \cdot \omega}{R-r} \cdot T_i, \quad (13)$$

де  $k_{1(2)}$  – коефіцієнт, що характеризує зносостійкість матеріалів диска і фрикційної накладки;

$\omega$  – кутова швидкість обертання диску;

$R, r$  – зовнішній і внутрішній діаметри гальмівного диску, які визначають ширину поверхні тертя;  
 $T_i$  – час тертя фрикційних поверхонь диска і колодки (час гальмування, протягом якого відбувається зношування)

$$T_i = \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[ 1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (14)$$

де  $g_a$  – початкова швидкість гальмування транспортного засобу;

$[j]$  – максимальне уповільнення;

$s_T$  – гальмівний шлях автомобіля.

Після математичних перетворень одержимо вираз для зносу  $i$ -ої фрикційної поверхні (диск-накладка)

$$U_i = k_{1(2)} \cdot \frac{2\pi \cdot n \cdot M_{Ti}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[ 1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (15)$$

де  $n$  – частота обертання гальмівного диска;

$l_k$  – ширина фрикційного контакту.

У разі, коли гальмівні моменти на лівому та правому колесах однакові, залежність зносу  $i$ -ої фрикційної поверхні від осьового гальмівного момента:

– на передній осі

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot M_{T1}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[ 1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right]_i, \quad (16)$$

– на задній осі

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot M_{T2}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[ 1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right]. \quad (17)$$

Величину зносу спряжених деталей в кожній точці поверхні тертя дискового гальма можна визначити з урахуванням (10) за

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi d_{ui}^2 \cdot p_{1(2)} \cdot g_i^2}{(R - r) \cdot r_k} \cdot \frac{1}{j_i}, \quad (18)$$

де  $g_i$  –  $i$ -а початкова швидкість гальмування легкового автомобіля;

$r_k$  – кінематичний радіус колеса;

$j_i$  –  $i$ -а величина уповільнення автомобіля

$$j_i = g_i^2 / 2s_{Ti}, \quad (19)$$

де  $s_{Ti}$  –  $i$ -ий максимальний гальмівний шлях, який визначається за умови погашення інерції поступального руху маси легкового автомобіля та інерції обертального руху коліс за рахунок реалізації максимальних осьових гальмівних сил

$$s_{Ti} = \frac{m_a \cdot g_i^2 + \sum I_i \cdot \left( \frac{g_i}{r_k} \right)^2}{2(p_1 \cdot K_1 + p_2 \cdot K_2)}, \quad (20)$$

де  $K_1, K_2$  – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів [13].

Одержана закономірність (15) із врахуванням (16) і (17) для визначення зносу  $i$ -го тіла дискового механізму за будь-який період експлуатації за певних режимів роботи дозволяє оцінювати граничний знос.

Отже, з'являється можливість визначити коефіцієнти, що характеризують інтенсивність зношування  $i$ -ої поверхні тертя спряжених деталей дискового гальма.

**Результати роботи.** Для оцінки зміни в часі запасу матеріалу по зносу спряжених деталей, які утворюють поверхню тертя дискового гальмівного механізму передньої осі легкового автомобіля, авторами запропоновано залежність, яка пов'язує різницю між зносом диска і зносом фрикційної накладки колодки, віднесена до зносу фрикційного матеріалу колодки за певний час гальмування

$$\delta_i = \left( \frac{U_{1i}}{U_{2i}} - 1 \right) \cdot 100\%, \quad (21)$$

де  $U_{1i}$  – знос диска дискового гальмівного механізму  $i$ -го легкового автомобіля;

$U_{2i}$  – знос накладки колодки дискового гальмівного механізму  $i$ -го легкового автомобіля.

У разі граничного зносу матеріалів тіл, які утворюють поверхню тертя дискового гальма, можна оцінити коефіцієнти зносостійкості фрикційної пари.

В якості досліджуваних автомобілів були Daewoo Lanos, Lada Priora, Chevrolet Aveo і Kia Forza з повною масою, обладнаними шинами 185/70 R14 та конструктивними параметрами, поданими у табл. 1.

Таблиця 1 – Параметри досліджуваних легкових автомобілів

Автомобіль	Значення параметрів					
	$m_a$ , кг	$d_{qi}$ , мм	$r_k$ , мм	$d_i$ , мм	$D_i$ , мм	$\Sigma I_i$ , кг·м <sup>2</sup>
Daewoo Lanos	1595	48	313	198	256	0,654
Lada Priora	1578	50		174	260	0,654
Chevrolet Aveo	1455	52		156	236	0,654
Kia Forza	1575	54		162	256	0,654

Для визначення величини коефіцієнтів зносостійкості фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів досліджуваних легкових автомобілів будемо приймати максимальний тиск у гальмівному приводі:

– передніх гальм

$$p_1 = \frac{m_a \cdot g \cdot \beta \cdot \varphi}{K_1}, \quad (22)$$

– задніх гальм

$$p_2 = \frac{m_a \cdot g \cdot (1 - \beta) \cdot \varphi}{K_2}, \quad (23)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт гальмівної сили на передній осі автомобіля;

$\varphi = 0,8$  – коефіцієнт зчеплення коліс із опорною поверхнею дороги;

$K_1, K_2$  – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів:

а) для Lanos Daewoo  $K_1 = 8,47 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ,  $K_2 = 2,91 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;

б) для Lada Priora  $K_1 = 9,53 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ,  $K_2 = 2,93 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;

в) для Chevrolet Aveo  $K_1 = 9,94 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ,  $K_2 = 3,41 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;

г) для Kia Forza  $K_1 = 9,94 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ,  $K_2 = 3,40 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ .

На прикладі гальмувань легкових автомобілів при початковій швидкості руху 108 і 126 км/год показано розрахункові дані гальмування та коефіцієнтів зносостійкості фрикційних поверхонь дискових гальм (табл. 2).

Використовуючи дані розрахунків, можна за (16) і (17) визначити значення коефіцієнтів

стійкості до зношування матеріалів фрикційних пар.

Аналіз гістограми (див. рис.3) показує, що найбільший відносний знос спряжених поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі досліджуваних легкових автомобілів, коливається в межах 17-18,5%.

При цьому розрахункове значення коефіцієнта зносостійкості матеріалу диска становить  $0,045 \text{ с}^2$ , в той час, коли розрахункове значення коефіцієнта зносостійкості матеріалу накладки дорівнює  $0,158 \text{ с}^2$ . Це говорить про те, що стійкість до зносу матеріалу диска більша від стійкості до зносу накладки майже в 3,5 рази.

Таблиця 2 – Розрахункові дані

Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, $\vartheta_a$							
	30 м/с (108 км/год)				35 м/с (126 км/год)			
	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$k_i, \text{ г/м} \cdot \text{с}^2$	$\delta_i, \%$	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$k_i, \text{ г/м} \cdot \text{с}^2$	$\delta_i, \%$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo Lanos	7,07	63,95	0,045 0,158	18,3	7,22	85,2	0,045 0,158	18,5
Lada Priora	7,21	62,67	0,044 0,155	16,1	7,36	83,53	0,044 0,155	16,3
Chevrolet Aveo	7,26	62,25	0,045 0,156	16,5	7,44	82,7	0,045 0,156	16,5
Kia Forza	7,20	62,75	0,045 0,156	17,0	7,36	83,5	0,045 0,156	17,0

Примітка. У чисельнику вказано значення коефіцієнтів зносостійкості для матеріалу гальмівного диску, а у знаменнику – для фрикційного матеріалу колодки.

За даними табл. 2 побудовано гістограму (рис. 3) розподілу відносного зносу  $\delta_i$  (запасу матеріалу по зносу) поверхонь тертя дискових гальм легкових автомобілів.

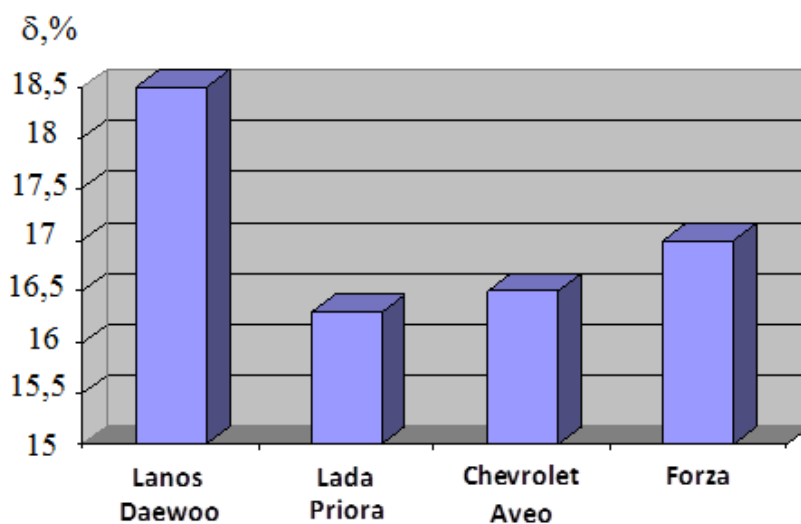


Рис. 3 – Теоретичні значення відносного зносу спряжених поверхонь

Аналіз гістограми (див. рис. 3) показує, що за рівних умов гальмування, відносний знос фрикційної пари дискових гальм досліджуваних легкових автомобілів Daewoo Lanos є найбільший і становить 18,5%, а для автомобілів Lada Priora і Chevrolet Aveo – найменший і



коливається в межах 16,3-16,5%. Очевидно, що вплив на такий розподіл теоретичних значень відносного зносу фрикційної пари, здійснюють різні за значенням конструктивні коефіцієнти  $K_1$  і  $K_2$  застосовуваних гальм на осях автомобіля.

**Висновки.** Одержано залежність для оцінки зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів, яка дозволяє визначити величину коефіцієнта стійкості до зношування, що характеризує інтенсивність зношування  $i$ -ої поверхні тертя спряжених деталей, який за фізичним змістом являє собою величину, обернену кутовому прискоренню диска.

На підставі одержаної залежності встановлено, що для досліджуваних автомобілів зносостійкість матеріалу диска більша за зносостійкість фрикційної накладки колодки майже в 3,5 рази.

**Перспективи подальших досліджень.** Автори вважають перспективними напрямки досліджень, пов'язані із визначенням коефіцієнтів зносостійкості поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів, що впливають на їх довговічність.

#### Список літератури

1. Канарчук В.Є. Експлуатаційна надійність автомобілів: в 4-х кн. / В.Є. Канарчук, О.А. Лудченко, А. Чигриниць. – Кн.2. – К.: Вища шк., 2000. – 446 с.
2. Сафонов А.И. О развитии тормозных систем [Текст] / А.И. Сафонов // Вестник машиностроения. – М.: Машиностроение, 2011. – №12. – С. 37-44. – ISSN 0042-4633.
3. Агейкин Я.С. Теория автомобиля: учеб. пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с.
4. Хрущов М.М. Повышение износостойкости и срока службы автомобилей. Новые методы определения износа деталей автомобилей / Хрущов М.М. – М.: Машгиз, 1953. – С. 22-26.
5. Тюрин С.В. Исследования изменения эффективности торможения между очередными техническими обслуживаниями / Тюрин С.В., Касимов Р.К., Ревин А.А. и др. // Известия ВОЛГГТУ. – Вып.21(124). – т.7. – 2013. – С. 41-44.
6. Гудз Г.С. Сравнительный анализ теплонагруженности дисковых тормозных механизмов автобусов при различных типах испытаний / Г.С. Гудз, Я.П. Яворский // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 2001. – №7. – С. 50-52.
7. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. – 3. – uberarb. und erw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).
8. Shang M. Braking force dynamic coordinated control for hybrid electric vehicles / [M. Shang, L. Chu, J. Guo, Y. Fang, F. Zhou] // in Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Advanced Computer Control (ICACC '10). - vol. 4. - pp. 411–416. - Shenyang, China. - 2010.
9. Клименко В.И. К методике анализа и выбора распределения тормозных сил между осями двухосного транспортного средства / Клименко В.И., Леонтьев Д.Н., Ломака С.И. Рыжих А.А. // Известия МГТУ МАМИ. – №1(11). – 2011. – С. 31-36.
10. Расчетные методы оценки трения и износа: [сб. научн. трудов; под. ред. И.В. Крагельского]. – Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. – 234 с.
11. Дмитриев А.И. Компьютерное моделирование локальных трибологических контактов на примере пары трения автомобильного тормоза / Дмитриев А.И., Смолин А.Ю., Псахье С.Г. и др. // Физическая мезомеханика. – Вып. №2. – Т. 10. – 2007. – С. 15-28.
12. Заболотный Р.В. К определению времени и пути трения тормозных механизмов и шин автомобилей с АБС // Известия ВОЛГГТУ, Вып.2. – Т.8. – 2007. – С. 121-122.
13. Nazarov, Alexander Investigation of the Rational Area of Friction Surfaces in Contact of Friction Linings for Disc Brakes of Passenger Cars / Nazarov Alexander, Krivoschapov Sergy, Misyura Nikolay, Belov Valentin, Zuyev Vladimir, Nazarov Ivan, Nikolay Sergienko. – SAE Technical Paper 2021-01-1295, 2021, doi:10.4271/2021-01-1295. – 11 pp.

#### References (transliterated)

1. Kanarchuk V.Ie. Ekspluatatsiina nadiinist avtomobiliv: v 4-kh kn. / V.Ie. Kanarchuk, O.A. Ludchenko, A. Chyhrynets. – Кн.2. – К.: Vyshcha shk., 2000. 446s.

2. Safonov A.Y. O razvytyy tormoznykh system [Tekst] / A.Y. Safonov // Vestnyk mashynostroeniya. – M.: Mashynostroeniye, 2011. – №12. – S. 37-44. – ISSN 0042-4633.
3. Aheikyn Ya.S. Teoriya avtomobilya: ucheb. posob. / Ya.S. Aheikyn, N.S. Volskaia. – M.: MHYU, 2008. – 318 s.
4. Khrushchov M.M. Povyshenye yznosostoikosty y sroka sluzhby avtomobylei. Novye metody opredeleniya yznosa detalei avtomobylei / Khrushchov M.M. – M.: Mashhyz, 1953. – s. 22-26.
5. Tiurny S.V. Yssledovaniya yzmeneniya efektyvnosti tormozheniya mezhdu ocherednymi tekhnicheskymy obsluzhivaniyami / Tiurny S.V., Kasymov R.K., Revyn A.A. y dr. // Yzvestiya VOLHHTU. – Vyp.21(124). – t.7. – 2013. – s. 41-44.
6. Hudz H.S. Sravnytelnyi analiz teplonahruzhennosti diskovykh tormoznykh mekhanizmov avtobusov pry razlychnykh typakh yspytaniy / H.S. Hudz, Ya.P. Yavorskyi // Avtomobylnyi transport. – Kharkov: RYO KhHADTU, 2001. – №7. – S. 50-52.
7. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. – 3. – uberarb. und erw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).
8. Shang M. Braking force dynamic coordinated control for hybrid electric vehicles / [M. Shang, L. Chu, J. Guo, Y. Fang, F. Zhou] // in Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Advanced Computer Control (ICACC 10). - vol. 4. - pp. 411–416. - Shenyang, China. - 2010.
9. Klymenko V.Y. K metodyke analiza y vybora raspredeleniya tormoznykh syl mezhdu osiamy dvukhosnoho transportnoho sredstva / Klymenko V.Y., Leontev D.N., Lomaka S.Y. Ryzhykh A.A. // Yzvestiya MHTU MAMY. – №1(11). – 2011. –s. 31-36.
10. Raschetnye metody otsenky treniya y yznosa: [sb. nauchn. trudov; pod. red. Y.V. Krahel'skoho]. – Briansk: Pryokskoe knyzhnoe yzd-vo, 1975. – 234 s.
11. Dmytryev A.Y. Kompiuternoe modelyrovanye lokalnykh trybolohicheskyykh kontaktov na primere pary treniya avtomobylnoho tormoza / Dmytryev A.Y., Smolyn A.Iu., Psakhe S.H. y dr. // Fyzycheskaia mezomekhanika. – Vyp. №2. – T. 10. – 2007. – s. 15-28.
12. Zabolotnyi R.V. K opredeleniyu vremeny y puty treniya tormoznykh mekhanizmov y shyn avtomobylei s ABS // Yzvestiya VOLHHTU, Vyp.2.- T.8. -2007. –s. 121-122
13. Nazarov, Alexander Investigation of the Rational Area of Friction Surfaces in Contact of Friction Linings for Disc Brakes of Passenger Cars / Nazarov Alexander, Krivoshepov Sergiy, Misyura Nikolay, Belov Valentin, Zuyev Vladimir, Nazarov Ivan, Nikolay Sergienko. – SAE Technical Paper 2021-01-1295, 2021, doi:10.4271/2021-01-1295. – 11 pp.

*Надійшла (received) 07.11.2021 р.*

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Назаров Олександр Іванович (Назаров Александр Иванович, Nazarov Alexander)** – кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9214-7506>; e-mail: [hefer64@gmail.com](mailto:hefer64@gmail.com)

**Кривошапов Сергій Іванович (Кривошапов Сергей Иванович, Krivoshepov Sergey)** – кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>; e-mail: [tesa@khadi.kharkov.ua](mailto:tesa@khadi.kharkov.ua)

**Цибульський Вадим Анатолійович (Цыбульский Вадим Анатольевич, Tsybul'sky Vadim)** – кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: [0000-0002-8102-5239](https://orcid.org/0000-0002-8102-5239); e-mail: [tsybul'sky@ukr.net](mailto:tsybul'sky@ukr.net)

**Сергієнко Микола Єгорович (Сергиенко Николай Егорович, Sergienko Nikolay)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5168-1924>; e-mail: [nesergienko@gmail.com](mailto:nesergienko@gmail.com)

**В.М. ЗУБКО**

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ТА ВИБІР ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ АГРЕГАТУВАННЯ АГРОМАШИН**

В роботі вивчено та проаналізовано технологічні параметри сучасних ходових систем машинних агрегатів і середовища їхнього використання відповідно до сучасних умов. В результаті проведених експериментів отримано залежності коефіцієнта опору перекочування, зчеплення та буксування для колісних рушіїв, гусеничних на гумі та гусеничних на сталі в залежності від твердості та фону. Так, для енергетичних засобів із гумовою гусеницею функції цих величин залежно від твердості ґрунту в шарі 0-10 см будуть такі:  $f = -0,015T^2 + 0,169T + 0,472$ ,  $\mu = -0,001T^3 + 0,015T^2 - 0,078T + 0,204$ ,  $\delta = 0,033 \exp(7,154p) + 0,792$ .

Отримані дані мають високу достовірність апроксимації і використовуються у роботі алгоритму керованої системи.

**Ключові слова:** енергетичний засіб, ходові системи, коефіцієнт опору перекочування, коефіцієнт зчеплення, коефіцієнт буксування.

**В.Н. ЗУБКО**

## **ОБОСНОВАНИЯ И ВЫБОР ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ АГРЕГАТИРОВАНИЯ АГРОМАШИН**

В работе изучены и проанализированы технологические параметры современных ходовых систем машинных агрегатов и среды их использования в соответствии с современными условиями. В результате проведенных экспериментов получены зависимости коэффициентов сопротивления перекачки, сцепления и буксировки для колесных движителей, гусеничных на резине и гусеничных на стали в зависимости от твердости и фона. Так, для энергетических средств с резиновой гусеницей функции этих величин в зависимости от твердости почвы в слое 0-10 см будут следующие:  $f = -0,015T^2 + 0,169T + 0,472$ ,  $\mu = -0,001T^3 + 0,015T^2 - 0,078T + 0,204$ ,  $\delta = 0,033 \exp(7,154p) + 0,792$ .

Полученные данные обладают высокой достоверностью аппроксимации и используются в работе алгоритма управляемой системы.

**Ключевые слова:** энергетическое средство, ходовые системы, коэффициент сопротивления перекачивания, коэффициент сцепления, коэффициент буксования.

**V. ZUBKO**

## **JUSTIFICATION AND CHOICE OF ENERGY FACILITIES FOR AGGREGATION OF AGRICULTURAL MACHINES**

The paper studies and analyzes the technological parameters of modern running systems of machine units and the environment for their use in accordance with modern conditions. As a result of the experiments, the dependences of the rolling resistance coefficients, adhesion and towing for wheeled propellers, caterpillar on rubber and caterpillar on steel, depending on hardness and background, were obtained. So, for power vehicles with a rubber caterpillar, the functions of these values, depending on the hardness of the soil in a layer of 0-10 cm, will be as follows:  $f = -0,015T^2 + 0,169T + 0,472$ ,  $\mu = -0,001T^3 + 0,015T^2 - 0,078T + 0,204$ ,  $\delta = 0,033 \exp(7,154p) + 0,792$ .

The obtained data have a high approximation reliability and are used in the operation of the algorithm of the controlled system.

**Key words:** power tool, running systems, rolling resistance coefficient, adhesion coefficient, slipping coefficient.

**Вступ.** Нинішнє аграрне виробництво оснащено сучасною технікою з автоматизованими системами, зокрема, на базі прогресивних ІТ-технологій, що дає можливість пристосовувати засоби механізації до умов виробництва, а тому актуальною постає проблема використання техніки із забезпеченням оптимальних умов для росту й розвитку агрокультур.

Основними об'єктом виробництва продукції рослинництва є ґрунт з його властивості та

мобільні засоби механізації.

Стосовно ґрунту. Пройшли зміни природно-кліматичні, появились нові культури.

Стосовно мобільних засобів механізації. З'явилися нові ходові системи, змінилися маси машин.

Відповідні аспекти є основою для проведення польових досліджень з метою уточнення коефіцієнту зчеплення рушіїв із ґрунтом та коефіцієнту опору перекочування, які залежать від їхнього типу, структури та твердості поверхні роботи агромашин та питомого опору ґрунту.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Встановлено, що основними параметрами, які впливають на роботу машинних агрегатів є питомий опір, який пов'язаний із коефіцієнтом зчеплення, опору перекочування та буксуванням. Від них так само залежать такі показники, як продуктивність та витрати палива. Проблемами дослідження роботи машинними агрегатами на різних технологічних операціях та в різних природно-кліматичних умовах займалися такі вчені, як В. В. Медведєв [6, 7], І. М. Понов [8], А. Ф. Пронін [9], І. І. Мельник [3], О. В. Козаченко [10], В. І. Пастухов [11].

**Мета та постановка задачі.** Метою роботи є встановлення зв'язків між зчіпними властивостями різних ходових систем енергетичних засобів та твердістю ґрунту.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- уточнити для ходових систем сучасної техніки значення коефіцієнтів опору перекочування і зчеплення, а також буксування залежно від твердості ґрунту у шарі 0-10 см.

**Виклад основного матеріалу.** Енергетичний засіб є структурною складовою машинного агрегату, який забезпечує мобільність і привід робочих органів агромашин, для виконання технологічного процесу на відповідних технологічних операціях.

Основною технологічною характеристикою енергетичних засобів є тягове зусилля, як результат взаємодії дотичної сили тяги, визначеної за потужністю двигуна, беручи до уваги передачу на ходові системи та максимальну силу зчеплення з ґрунтом.

Дотична сила тяги за можливостями двигуна розраховується [1, 2]:

$$P_0 = \frac{3,6N_H \eta_{MG}}{n_{ном} r_{коч}}, \text{кН}, \quad (1)$$

де  $N_H$  – номінальна потужність двигуна, кВт;  $\eta_{MG}$  – коефіцієнт корисної дії трансмісії;  $n_{ном}$  – частота обертання колінчатого вала, об/хв.;  $r_{коч}$  – радіус кочення, м.

Радіус кочення залежить від типу рушія:

– для гусеничного рушія:

$$R_{коч} = r_з, \text{ м}, \quad (2)$$

де  $r_з$  – радіуси початкового кола ведучої зірочки, м.

– для колісних ходових систем із гумовими покришками:

$$R_{коч} = r_{об} + h_{ш} \lambda, \text{ м}, \quad (3)$$

де  $r_{об}$  – радіус обода, м;  $h_{ш}$  – висота шин без зминання (різниця між зовнішнім діаметром шин та радіусом обода), м;  $\lambda$  – коефіцієнт зминання шин.

Коефіцієнт зминання шин  $\lambda$  визначається як відношення шин у реальному стані до заводської висоти.

Коефіцієнт зминання шин  $\lambda$  залежить від твердості поверхні, якою рухається енергетичний засіб, наявність шипів та тиску в шинах. Ґрунтозачеми забезпечують зменшення коефіцієнта зминання гумових рушіїв, а зменшення тиску збільшує коефіцієнт зминання.

На рисунку 1 представлена залежність коефіцієнта зминання шин від твердості ґрунту в шарі 0-10 см за стабільних значень тиску в ній.

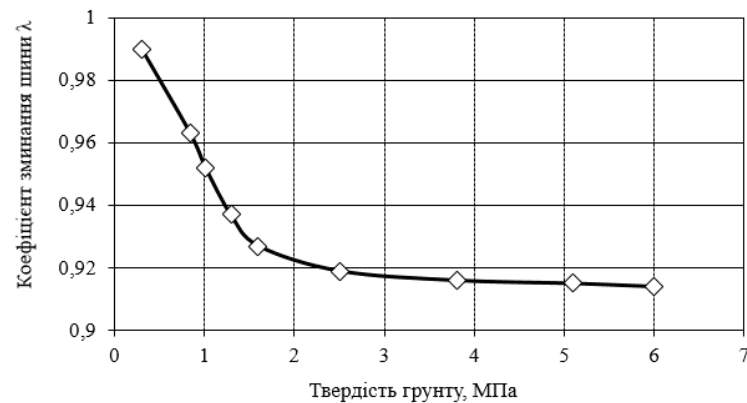


Рис. 1 – Залежність коефіцієнта змінання шин від твердості поверхні

$$\lambda = 0,95 - 0,03 \ln T, \quad (4)$$

де  $T$  – твердість верхнього шару ґрунту, МПа.

Зі збільшенням твердості поверхні, якою рухається енергетичний засіб, коефіцієнт змінання шин зменшується (рис. 1).

Дотична сила тяги обмежується силою зчеплення ведучого апарата з ґрунтом. Її значення знаходять за виразом [1, 2, 3]:

$$F_{\max} = G_{np} g \cos \alpha \varphi \mu, \quad (5)$$

де  $F_{\max}$  – максимальна сила зчеплення ведучого апарата з ґрунтом, кН;  $G_{np}$  – вага повна енергетичного засобу, т;  $\alpha$  – кут нахилу кривої підйому, град;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $\varphi$  – коефіцієнт, який враховує розподіл маси енергетичного засобу на ведучий апарат;  $\mu$  – коефіцієнт зчеплення ведучого апарата з ґрунтом.

Надзвичайно важливим показником, з погляду реалізації тягових можливостей енергетичних засобів, є коефіцієнт зчеплення ведучого апарата з ґрунтом, який залежить від типу ходових апаратів, енергетичних засобів, структури та твердості поверхні роботи агромашин та питомого опору ґрунту.

Для визначення коефіцієнта зчеплення ведучого апарата з ґрунтом, були проведені польові дослідження та теоретичні розрахунки.

Значення коефіцієнтів зчеплення ведучого апарату з ґрунтом різних ходових систем за різної твердості ґрунту в шарі 0-10 см приведені на рисунку 2.

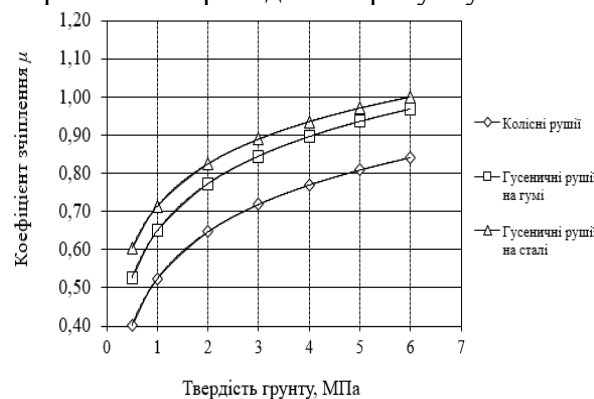


Рис. 2 – Залежність коефіцієнта зчеплення різних типів рушіїв від твердості ґрунту

Значення коефіцієнта зчеплення ведучого апарата з ґрунтом для зазначених умов з достатньою точністю можна визначити за такими залежностями:

– для енергетичних засобів з колісними рушіями:

$$\mu = -0,015T^2 + 0,168T + 0,347, \quad (6)$$

– для енергетичних засобів з гумовою гусеницею:

$$\mu = -0,015T^2 + 0,169T + 0,472, \quad (7)$$

– для енергетичних засобів зі сталюю гусеницею:

$$\mu = -0,013T^2 + 0,152T + 0,555, \quad (8)$$

де  $T$  – твердість верхнього шару ґрунту, МПа.

Водночас кореляцію коефіцієнта зчеплення від твердості ґрунту перевірено за критерієм Фішера, який становить:  $F_{Гс} = 86,76 > F_{табл}(1,10) = 4,96$ ,  $R^2 = 0,89$ ;  $F_{Гт} = 84,47 > F_{табл}(1,10) = 4,96$ ,  $R^2 = 0,89$ ;  $F_{кр} = 81,13 > F_{табл}(1,10) = 4,96$ ,  $R^2 = 0,89$ .

Маючи значення дотичної сили тяги енергетичних засобів і максимальної сили зчеплення, визначають їхню рушійну силу  $P_{руш}$  [4].

Рушійна сила енергетичних засобів  $P_{руш}$  чисельно дорівнює:

$$\begin{aligned} \text{– за умови, що } P_0 &\leq F_{max}, & P_{руш} &= P_0; \\ \text{– за умови, що } P_0 &> F_{max}, & P_{руш} &= F_{max}. \end{aligned}$$

У процесі роботи енергетичних засобів виникають сили опору руху, до них належать: сила опору перекочування і сила опору підйому. Сила опору перекочування енергомашини  $R_f^e$  залежить від її повної маси, кута нахилу поверхні й коефіцієнта опору перекочування:

$$R_f^e = G_e g \cdot \cos \alpha f_e, \text{ кН}; \quad (9)$$

де  $G_e$  – повна маса енергетичного засобу, т;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $\alpha$  – кут нахилу поверхні, град;  $f_e$  – коефіцієнт опору перекочування енергетичного засобу, кН/м<sup>2</sup>.

Для визначення коефіцієнта опору перекочування енергетичних засобів були проведені польові дослідження та теоретичні розрахунки.

Значення коефіцієнтів опору перекочування енергетичних засобів із різними типами рушіїв за різної твердості ґрунту в шарі 0-10 см наведені на рисунку 3.

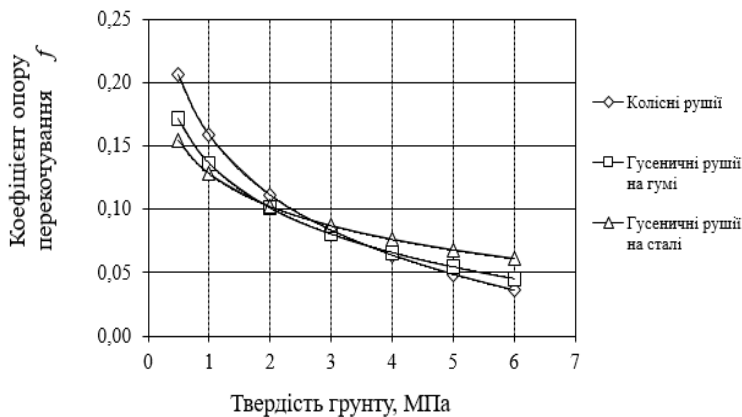


Рис. 3 – Залежність коефіцієнта опору перекочування ходових систем від твердості ґрунту

Кореляція коефіцієнта опору перекочування від твердості ґрунту становить:  $F_{Гс} = 84,11 > F_{табл}(1,10) = 4,96$ ,  $R^2 = 0,89$ ;  $F_{Гт} = 85,32 > F_{табл}(1,10) = 4,96$ ,  $R^2 = 0,89$ ;  $F_{кр} = 85,36 > F_{табл}(1,10) = 4,96$ ,  $R^2 = 0,89$ .

Значення коефіцієнтів опору перекочування енергетичних засобів для зазначених умов із достатньою точністю можна визначити за такими залежностями:

- для енергетичних засобів з колісними рушійми:

$$f = -0,002T^3 + 0,021T^2 - 0,105T + 0,250, \quad (10)$$

- для енергетичних засобів з гумовою гусеницею:

$$f = -0,001T^3 + 0,015T^2 - 0,078T + 0,204, \quad (11)$$

- для енергетичних засобів зі сталюю гусеницею:

$$f = -0,001T^3 + 0,011T^2 - 0,057T + 0,178, \quad (12)$$

де  $T$  – твердість верхнього шару ґрунту, МПа.

Сила опору підйому енергетичних засобів  $R_i^e$  дорівнює [1, 2, 3]:

$$R_i^e = G_e \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha, \text{ кН.} \quad (13)$$

Робота з тяговими та тягово-приводними агромашинами забезпечується через зусилля на гаку енергетичного засобу, яке дорівнює [1, 2, 3]:

$$P_{\text{зак}} = P_{\text{руш}} - R_f^e \pm R_i^e, \text{ кВт.} \quad (14)$$

Для реалізації зазначених сил необхідно розглянути баланс потужності енергетичного засобу. У загальному вигляді рівняння балансу потужності буде мати вид [5]:

$$N_e = N_{\text{зак}} + N_{\text{мп}} + N_{\text{б}} + N_f + N_i + N_{\text{ВВП}}, \text{ кВт,} \quad (15)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність, кВт;  $N_m$  або  $N_{\text{зак}}$  – тягова потужність енергетичного засобу, кВт;  $N_{\text{мп}}$  – витрати потужності у трансмісії, кВт;  $N_{\text{б}}$  – витрати потужності на буксування, кВт;  $N_f$  – витрати потужності на переміщення енергетичного засобу, кВт;  $N_i$  – витрати потужності на підйом енергетичного засобу, кВт;  $N_{\text{ВВП}}$  – потужність, яка реалізується через ВВП, кВт.

Визначаємо  $N_m$  або  $N_{\text{зак}}$  за наступним рівнянням:

$$N_m = \frac{P_{\text{зак}} V_p}{3.6}, \text{ кВт.} \quad (16)$$

Витрати потужності в трансмісії:

$$N_{\text{мп}} = N_e (1 - \eta_m), \text{ кВт,} \quad (17)$$

де  $\eta_m$  – механічний коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Втрати потужності на буксування  $N_{\text{б}}$  дорівнюють:

$$N_{\text{б}} = \frac{P_{\text{руш}} (V_m - V_p)}{3.6}, \text{ кВт,} \quad (18)$$

де  $P_{\text{руш}}$  – рушійна сила трактора, кН;  $V_m$  – теоретична швидкість руху, км/год;  $V_p$  – робоча швидкість руху, км/год.

Робоча швидкість руху залежить від теоретичної швидкості та величини буксування й розраховується за формулою [3]:

$$V_{\text{роб}} = V_m \left(1 - \frac{\delta}{100}\right), \text{ км/год.} \quad (19)$$

Величина буксування залежить від максимальної сили зчеплення ведучого апарату з ґрунтом  $F_{\text{max}}$  і величини загального опору машинного агрегату  $R_{\text{заг}}$ . Залежно від відношення:

$p = \frac{R_{\text{заг}}}{F_{\text{max}}}$  за формулами, наведеними нижче, визначається величину буксування:

– для енергетичних засобів із колісними ходовими системами:

$$\delta = 0,264 \exp(5,437 p) + 3,718, \text{ \%}; \quad (20)$$

– для енергетичних засобів із металевими гусеничними ходовими системами:

$$\delta = 0,033 \exp(7,154 p) + 0,792, \text{ \%}; \quad (21)$$

– для енергетичних засобів із гумовими гусеничними ходовими системами:

$$\delta = 0,098 \exp(6,175 p) + 1,281, \text{ \%}. \quad (22)$$

Витрати потужності на переміщення енергетичного засобу визначаємо за формулою:

$$N_f = \frac{R_f^e \cdot V_p}{3,6}, \text{ кВт,} \quad (23)$$

де  $R_f^e$  – опір перекочування енергетичного засобу, кН;  $V_p$  – робоча швидкість руху, км/год.

Витрати потужності на подолання підйому енергетичним засобом визначаємо за формулою:

$$N_i = \frac{R_i^e V_p}{3,6}, \text{кВт}, \quad (24)$$

де  $R_i^e$  – опір підйому енергетичного засобу, кН;  $V_p$  – робоча швидкість руху, км/год.

Витрати потужності, яка реалізується через ВВП,  $N_{ВВП}$  залежить від агромашини, з якою буде агрегуватись енергетичний засіб.

Наступним вагомим показником роботи енергетичного засобу є годинна витрата палива на різних режимах роботи:

- холостому ході – енергетичний засіб не рухається, двигун працює;
- без навантаження – енергетичний засіб рухається без агромашин;
- холостий рух енергетичного засобу в складі машинного агрегату;
- робота енергетичного засобу у загінці в складі машинного агрегату.

Витрата палива за режиму холостого ходу [1, 2, 3]:

$$G_x = \frac{N_E g_H \eta_m}{1000}, \text{кг/год}, \quad (25)$$

де  $N_E$  – ефективна потужність двигуна, кВт;  $g_H$  – питома витрата палива при номінальній потужності двигуна, г/кВт год;  $\eta_m$  – ККД трансмісії.

$$\eta_m = \eta_{цн}^n \eta_{кн}^m \eta_{зр}, \quad (26)$$

де  $\eta_{цн}$  – ККД циліндричних пар;  $\eta_{кн}$  – ККД конічних пар;  $\eta_{зр}$  – ККД гусеничного рушія;  $n$  – кількість циліндричних пар;  $m$  – кількість конічних пар.

Витрата палива за режиму роботи без навантаження:

$$G_{бн} = \frac{(N_{EH} + N_{\delta} + N_f + N_i) g_H \eta_m}{1000}, \text{кг/год.}, \quad (27)$$

де  $N_{\delta}$  – втрати потужності на буксування, кВт;  $N_f$  – затрати потужності на переміщення енергетичного засобу, кВт;  $N_i$  – затрати потужності на підйом енергетичного засобу, кВт.

Витрата палива за режиму холостий рух енергетичного засобу в складі машинного агрегату:

$$G_{хх} = \frac{(N_{EH} + N_{зак} + N_{\delta} + N_f + N_i) g_H \eta_m}{1000}, \text{кг/год.}, \quad (28)$$

де  $N_m$  – тягова потужність енергетичного засобу, кВт;  $N_{\delta}$  – втрати потужності на буксування, кВт;  $N_f$  – затрати потужності на переміщення енергетичного засобу, кВт;  $N_i$  – затрати потужності на підйом енергетичного засобу, кВт.

Витрата палива за режиму роботи енергетичного засобу в загінці в складі машинного агрегату:

$$G_{зг} = \frac{(N_{EH} + N_{зак} + N_{\delta} + N_f + N_i + N_{ВВП}) g_H \eta_m}{1000}, \text{кг/год.}, \quad (29)$$

де  $N_m$  – тягова потужність енергетичного засобу, кВт;  $N_{\delta}$  – втрати потужності на буксування, кВт;  $N_f$  – затрати потужності на переміщення енергетичного засобу, кВт;  $N_i$  – затрати потужності на підйом енергетичного засобу, кВт;  $N_{ВВП}$  – потужність, яка реалізується через ВВП, кВт.



**Висновки.** 1. Досліджені та уточнені значення коефіцієнтів опору перекочування, зчеплення ведучого апарату з ґрунтом та буксування для ґрунтів різної твердості для сучасних енергетичних засобів та агромашин із різними ходовими системами. Так, наприклад, для енергетичних засобів із гумовою гусеницею функції цих величин будуть такі:

$$f = -0,015T^2 + 0,169T + 0,472,$$

$$\mu = -0,001T^3 + 0,015T^2 - 0,078T + 0,204,$$

$$\delta = 0,033\exp(7,154p) + 0,792.$$

2. Встановлено, що для пасивних ходових систем коефіцієнт опору перекочування більший на 0,02-0,03 ніж для активних. Встановлена залежність між питомим опором та твердістю ґрунту в межах орного шару, визначення експлуатаційних і якісних показників їхньої роботи і співвідноситься з оцінкою ґрунту в галузі агрономії.

#### Список літератури:

1. Мельник І. І., Зубко В. М., Довжик М. Я. Вирощування озимого ріпаку: шляхи підвищення ефективності використання комплексів машин. – Суми: ТОВ «Друкарський дім «Папірус»», 2012, – 156 с.
2. Мельник І. І., Тивоненко І. Г., Фришев С. Г. Інженерний менеджмент. Навчальний посібник. – Вінниця: Нова книга, 2007, – 536 с.
3. Мельник І. І., Гречкосій В. Д., Марченко В. В. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу : навчальний посібник. – Київ: ВВЦ НАУ, 2004, – 151с.
4. Мельник И. И. Обоснование комплексов машин для растениеводства в рациональной структуре машинно-тракторного парка (на примере Лесостепи УССР) : автореф. дис. ... к-та техн. Наук : 05.20.03 – технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве; Киев, 1986. 18 с.
5. Бондар С. М., Мельник І. І. Основні проблеми машиновикористання в сучасних технологіях обробітку ґрунту Полісся України. Науковий вісник НАУ. Вип. 33. 2000. – с.101-107.
6. Медведев В. В. Структура почвы (методы, генезис, классификация, эволюция, география, мониторинг, охрана). – Харьков: Городская типография, 2008, – 406 с.
7. Медведев В. В., Лактионова Т. Н. Почвенно-технологическое районирование пахотных земель Украины. – Харьков: Изд. "13 типография", 2007, – 395 с.
8. Панов И. М., Ветохин В. И. Физические основы механики почв. – Киев: Феникс, 2008, – 266 с.
9. Пронин А. Ф. Удельное сопротивление плугов и научные основы, определяющие структуру парка почвообрабатывающих машин : автореф. дис. д-ра техн. Наукавтореф : Москва, 1968. 36 с.
10. Козаченко О. В. Ресурсозбереження в сільськогосподарських агрегатах при виконанні технологічних операцій у рослинництві: автореф. дис. д-ра техн. наук : 05.05.11 машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва : Харків, 2006, 40 с.
11. Пастухов В. І. Обґрунтування оптимальних комплексів машинних агрегатів для механізації польових робіт : дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук по спеціальності 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва : Харків, 2006. 419 с.

#### References (transliterated):

1. Melnyk I. I., Zubko V. M., Dovzhyk M. Ya. Vyroshchuvannia ozymoho ripaku: shliakhy pidvyshchennia efektyvnosti vykorystannia kompleksiv mashyn. – Sumy: TOV «Drukarskyi dim «Papyrus»», 2012, – 156 s.
2. Melnyk I. I., Tyvonenko I. H., Fryshev S. H. Inzhenernyi menedzhment. Navchalnyi posibnyk. – Vinnytsia: Nova knyha, 2007, – 536 s.
3. Melnyk I. I., Hrechkosii V. D., Marchenko V. V. Optymizatsiia kompleksiv mashyn i struktury mashynnoho parku ta planuvannia tekhnichnoho servisu : navchalnyi posibnyk. – Kyiv: VVTs NAU, 2004, – 151s.
4. Melnik I. I. Obosnovanie kompleksov mashin dlya rastenevodstva v ratsionalnoy strukture mashinno-traktornogo parka (na primere Lesostepi USSR) : avtoref. dis. ... k-ta tehn. Nauk : 05.20.03 – tehnologii i sredstva tehničeskogo obsluzhivaniya v selskom hozyaystve; Kiev, 1986. 18 s.

5. Bondar S. M., Melnyk I. I. Osnovni problemy mashynovykorystannia v suchasnykh tekhnolohiiakh obrobittu gruntu Polissia Ukrainy. Naukovyi visnyk NAU. Vyp. 33. 2000. – s.101-107.
6. Medvedev V. V. Struktura pochvyi (metodyi, genezis, klassifikatsiya, evolyutsiya, geografiya, monitoring, ohrana). – Harkov: Gorodskaya tipografiya, 2008, – 406 s.
7. Medvedev V. V., Laktionova T. N. Pochvenno-tehnologicheskoe rayonirovanie pahotnyih zemel Ukrainy. – Harkov: Izd. "13 tipografiya", 2007, – 395 s.
8. Panov I. M., Vetohin V. I. Fizicheskie osnovy mehaniki pochv. –Kiev: Feniks, 2008, – 266 s.
9. Pronin A. F. Udelnoe soprotivlenie plugov i nauchnyie osnovy, opredelyayuschie strukturu parka pochvoobrabatyivayuschih mashin : avtoref. dis. d-ra tehn. Nauavtoref : Moskva, 1968. 36 s.
10. Kozachenko O. V. Resursozberezhennia v silskohospodarskykh ahrehatakh pry vykonanni tekhnolohichnykh operatsii u roslynnystvi: avtoref. dys. d-ra tekhn. nauk : 05.05.11 mashyny i zasoby mekhanizatsii silskohospodarskoho vyrobnytstva : Kharkiv, 2006, 40 s.
11. Pastukhov V. I. Obgruntuvannia optimalnykh kompleksiv mashynnykh ahrehativ dlia mekhanizatsii polovykh robit : dys. na zdobuttia nauk. stupenia d-ra tekhn. nauk po spetsialnosti 05.05.11 – mashyny i zasoby mekhanizatsii silskohospodarskoho vyrobnytstva : Kharkiv, 2006. 419 s.

*Надійшла (received) 19.11.2021 р.*

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Зубко Владислав Миколайович (Зубко Владислав Николайович, Zubko Vladyslav Mykolaiovych)** – доктор технічних наук, доцент, Сумський національний аграрний університет, професор кафедри тракторів, сільськогосподарських машин та транспортних технологій, м. Суми, Україна; ORCID: 0000-0002-2426-2772; e-mail: zubkovladislav@ukr.net.

***Є.І. КАЛІНІН, А.М. ФІЛОНЕНКО, Ю.І. КОЛЕСНИК, Р.М. ПЕТРОВ***

## **ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ТРАКТОРУ ТЯГОВОГО КЛАС 3кН ТА ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ ПЛАВНОСТІ ЙОГО ХОДУ ЗІ ЗНИЖЕННЯМ НАПРУЖНОСТІ РЕСОР**

З метою покращення плавності ходу тракторів ХТЗ-150К розглядалися можливості зміни основних параметрів системи підресорювання та вплив на інтенсивність низькочастотних коливань машини. Змінам піддавалися жорсткість та коефіцієнт опору передньої підвіски, а також база машини, причому діапазон варіювання обмежувався можливістю реалізації параметрів без перекомпонування вузлів та зміни тягової характеристики машини. В якості критеріїв оцінки плавності ходу приймалися значення передавальної функції переміщень різних точок рами, сидіння та середньоквадратичні прискорення при русі трактора за природними нерівностями.

За результатами даних досліджень встановлено, що збільшення бази трактора на 10% незначно та суперечливо впливає на середньоквадратичні прискорення точки рами над заднім мостом у всьому діапазоні розрахункових швидкостей від 2,5 до 7 м/сек, а на прискорення над переднім мостом та на сидінні – до швидкості 5 м/с. За подальшого збільшення швидкості до 7 м/сек (25 км/год) збільшення бази трактора на 10% знижує прискорення рами над переднім мостом на 15%, але на сидінні – на 20%. Окрім того, 11-листові ресори, що досліджувались, (при знятті 5-го та 7-го листів), які встановлені у підвісці з тракторними гідравлічними амортизаторами з оптимальними параметрами, створеними на базі автомобільних амортизаторів типу МАЗ-500Е, при стисканні мають менші за величиною динамічні прогини, ніж 13-листові ресори (підвіска без гідравлічних амортизаторів). Відповідно до цього динамічне навантаження на 11-листову ресору в порівнянні з серійною підвіскою зменшується на 51% при русі трактора ХТЗ-150К по ґрунтовій дорозі і на 30% при оранці поля впоперек борозен. Отже, напруження на листах 11-листової ресори за наявності в підвісці трактора амортизаторів буде меншою, ніж у 13-листової (без амортизаторів), що забезпечить підвищену довговічність 11-листової ресори. Крім цього, ресурс останньої ресори повинен збільшуватися за рахунок зниження кількості циклів навантаження, оскільки підвіска з цими ресорами забезпечує зменшення частоти власних коливань трактора на 10% (за експериментальними даними).

**Ключові слова:** трактор, коливання, ресора, рама, підвіска, опір.

***Е.И. КАЛИНИН, А.М. ФИЛОНЕНКО, Ю.И. КОЛЕСНИК, Р.М. ПЕТРОВ***

## **ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАСС 3кН И ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ ПЛАВНОСТИ ЕГО ХОДА С СНИЖЕНИЕМ НАПРЯЖЕННОСТИ РЕССОР**

С целью улучшения плавности хода тракторов ХТЗ-150К рассматривались возможности изменения основных параметров системы поддресоривания и их влияние на интенсивность низкочастотных колебаний машины. Изменениям подвергались жесткость и коэффициент сопротивления передней подвески, а также база машины, причем диапазон варьирования ограничивался возможностью реализации параметров без перекомпоновки узлов и изменения тяговой характеристики машины. В качестве критериев оценки плавности хода принимались значения передаточной функции перемещений различных точек рамы, сиденья и среднеквадратические ускорения при движении трактора по естественным неровностям.

По результатам данных исследований установлено, что увеличение базы трактора на 10% незначительно и противоречиво влияет на среднеквадратические ускорения точки рамы над задним мостом по всему диапазону расчетных скоростей от 2,5 до 7 м/сек, а на ускорение над передним мостом и на сиденье – до скорости 5 м/с. При дальнейшем увеличении скорости до 7 м/сек (25 км/ч) увеличение базы трактора на 10% снижает ускорение рамы над передним мостом на 15%, а на сиденье – на 20%. Кроме того, 11-листовые рессоры (при снятии 5-го и 7-го листов), установленные в подвеске с тракторными гидравлическими амортизаторами с оптимальными параметрами, созданными на базе автомобильных амортизаторов типа МАЗ-500Е, при сжатии имеют меньшие по величине динамические прогибы, чем 13-листные рессоры (подвеска без гидравлических амортизаторов). Согласно этому динамическая нагрузка на 11-листовую рессору по сравнению с серийной подвеской уменьшается на 51% при движении трактора ХТЗ-150К по ґрунтовой дороге и на 30% при вспашке поля поперек борозд.

Следовательно, напряжение на листах 11-листовой рессоры при наличии в подвеске трактора амортизаторов будет меньше, чем у 13-листовой (без амортизаторов), что обеспечит повышенную долговечность 11-листовой рессоры. Кроме этого, ресурс последней рессоры должен увеличиваться за счет снижения количества циклов нагрузки, поскольку подвеска с этими рессорами обеспечивает уменьшение частоты колебаний трактора на 10% (по экспериментальным данным).

**Ключевые слова:** трактор, колебания, рессора, рама, подвеска, сопротивление.

**E. KALININ, A. FILONENKO, Y. KOLIESNIK, R. PETROV**

## **RESEARCH OF OSCILLATIONS OF A TRACTOR DRIVING CLASS 3kN AND WAYS TO IMPROVE ITS RIDE SMOOTHNESS WITH REDUCING SPRING TENSION**

In order to improve the smoothness of the course of the T-150K tractors, the possibilities of changing the main parameters of the suspension system and its influence on the intensity of low-frequency oscillations of the machine were considered. The stiffness and drag coefficient of the front suspension, as well as the base of the machine, were subjected to changes, and the range of variation was limited by the possibility of implementing the parameters without rearranging the units and changing the traction characteristics of the machine. As criteria for evaluating the smoothness of the ride, the values of the transfer function of the movements of various points of the frame, seat and root-mean-square accelerations during the movement of the tractor along natural irregularities were taken.

Based on the results of these studies, it was found that an increase in the tractor base by 10% has an insignificant and contradictory effect on the root-mean-square accelerations of the frame point over the rear axle over the entire range of design speeds from 2.5 to 7 m/s, and acceleration over the front axle and on the seat - up to a speed of 5 m/s. With a further increase in speed to 7 m/s (25 km/h), an increase in the tractor base by 10% reduces frame acceleration over the front axle by 15%, and on the seat by 20%. In addition, 11-leaf springs (when removing the 5th and 7th sheets), installed in the suspension with tractor hydraulic shock absorbers with optimal parameters, created on the basis of automobile shock absorbers of the MAZ-500E type, have smaller dynamic deflections during compression, than 13-leaf springs (suspension without hydraulic shock absorbers). According to this, the dynamic load on the 11-leaf spring, compared to the serial suspension, is reduced by 51% when the KhTZ-150K tractor is moving along a dirt road and by 30% when plowing the field across the furrows. Consequently, the stress on the sheets of an 11-leaf spring in the presence of shock absorbers in the tractor suspension will be less than that of a 13-leaf spring (without shock absorbers), which will ensure increased durability of the 11-leaf spring. In addition, the resource of the last spring should be increased by reducing the number of load cycles, since the suspension with these springs reduces the frequency of the tractor by 10% (according to experimental data).

**Keywords:** tractor, vibrations, spring, frame, suspension, resistance.

**Вступ.** Сучасні самохідні транспортні машини – складні технічні системи, на які діють різко змінні за часом та амплітудами навантаження, що викликають коливальні динамічні процеси в силовій установці, трансмісії та ходовій частині [1 – 9]. Ці процеси можуть призводити до небажаних явищ: руйнування шестерень та валів трансмісії [1, 2, 3]; підвищення витрати палива силовою установкою [4, 6]; руйнування ресор та амортизаторів підвіски машини тощо [7, 8].

Значного зниження впливу цих явищ на працездатність самохідних транспортних машин можна досягти раціональним вибором конструктивних параметрів систем та агрегатів даних енергетичних засобів.

**Мета та постановка задачі.** Метою даної роботи є проведення аналізу можливості зміни основних параметрів системи підресорювання, та впливу такої зміни на інтенсивність низькочастотних коливань машини, для покращення плавності ходу тракторів тягового класу 3кН. Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати задачі, пов'язані з моделюванням руху колісної машини на окремих несучих поверхнях та формуванням умови міцності ходової системи останньої з урахуванням амплітудно-частотних характеристик всієї системи.

**Виклад основного матеріалу.** Зважаючи на те, що при дослідженні розглядалися лише низькочастотні коливання остова трактора, було прийнято спрощену динамічну схему з лінійними характеристиками пружних та демпфуючих елементів підвіски (ресор та гідравлічних амортизаторів) без урахування впливу непідресорених мас трактора. Підвіска

була прийнята симетричною відносно поздовжньої осі машини, а колеса – з постійним двостороннім зв'язком із поверхнею ґрунту.

Загалом трактор може розглядатися з декількома осями відповідно до рис. 1, на якому  $c_1, c_2, \dots, c_n$  – приведені до осей коліс жорсткості ресор, а  $k_1, k_2, \dots, k_n$  – приведені до осей коліс коефіцієнти опору амортизаторів.

При наїзді на нерівність колеса отримують вертикальне переміщення на величину  $y_i$ , точки кріплення ресор до рами – на величину  $z_i$ , а озов у центрі ваги підресореної маси – на величину  $z$  та кутове переміщення навколо центру ваги на величину  $\theta$ . Величина деформації ресор складе  $(y_i - z_i)$ .

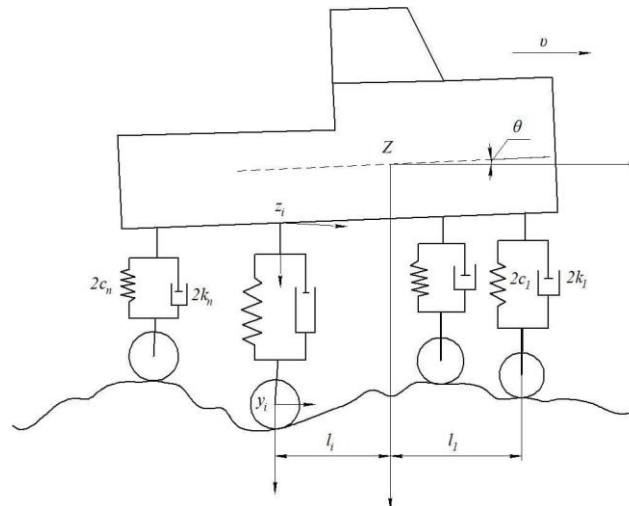


Рис. 1 – Розрахункова еквівалентна коливальна схема трактора

Рівняння коливань озова трактора у поздовжній вертикальній площині матимуть наступний вигляд:

$$\ddot{z} + a_{11}z + a_{10}z + b_{11}\dot{\theta} + b_{10}\theta = \frac{1}{M} \left[ \sum_{i=1}^{2n} (k_i \dot{y}_i + c_i y_i) + \sum_{i=1}^n (k_i \Delta \dot{y}_i + c_i \Delta y_i) \right]; \quad (1)$$

$$\ddot{\theta} + b_{21}\dot{\theta} + b_{20}\theta + a_{21}\dot{z} + a_{20}z = \frac{1}{I} \left[ \sum_{i=1}^{2n} l_i (k_i \dot{y}_i + c_i y_i) + \sum_{i=1}^n l_i (k_i \Delta \dot{y}_i + c_i \Delta y_i) \right],$$

де  $y_i = f_1(t - \tau_i)$ ;  $\Delta y = f_2(t - \tau_i)$ ;  $\tau_i = \frac{l_1 - l_i}{v}$ ;  $l_1$  і  $l_i$  в останній рівності – відстань від центру ваги до осі переднього та  $i$ -го колеса.

Якщо прийняти профілі під лівими та відповідними правими колеса однаковими, то  $\Delta y_i = 0$ . При цьому вирази рівнянь коливань озову спрощуються.

За допомогою перетворень Лапласа та Фур'є знаходимо вирази передавальних функцій поздовжньо-кутових та вертикальних коливань:

$$W_\theta(j\omega) = \frac{1}{la_{21}} \frac{A + jB}{C + jD}; \quad W_z(j\omega) = \frac{1}{Mb_{11}} \frac{A_1 + jB_1}{C + jD}. \quad (2)$$

Тут прийнято позначення:

$$\begin{aligned}
A &= \left[ (a_{10} - \omega^2) \sum_{i=1}^{2n} l_i N_i - a_{11} \omega \sum_{i=1}^{2n} l_i P_i \right] a_{21} - \left( a_{20} \sum_{i=1}^{2n} N_i - a_{21} \omega \sum_{i=1}^{2n} P_i \right) b_{11}; \\
B &= \left[ a_{11} - \omega \sum_{i=1}^{2n} l_i N_i + (a_{10} - \omega^2) \sum_{i=1}^{2n} l_i P_i \right] a_{21} - \left( a_{20} \sum_{i=1}^{2n} P_i + a_{21} \omega \sum_{i=1}^{2n} N_i \right) b_{11}; \\
N_i &= c_i \cos \omega \tau_i + k_i \omega \sin \omega \tau_i; \\
P_i &= k_i \omega \cos \omega \tau_i - c_i \sin \omega \tau_i; \\
C &= \omega^4 + (a_{21} b_{11} - a_{10} - a_{11} b_{21} - b_{20}) \omega^2 + a_{10} b_{20} - a_{20} b_{10}; \\
D &= (a_{10} b_{21} + a_{11} b_{20} - a_{21} b_{10} - a_{20} b_{11}) \omega - (a_{11} + b_{21}) \omega^3; \\
A_1 &= \left[ (b_{20} - \omega^2) \sum_{i=1}^{2n} N_i + b_{21} \omega \sum_{i=1}^{2n} P_i \right] b_{11} - \left( b_{10} \sum_{i=1}^{2n} N_i l_i - b_{11} \omega \sum_{i=1}^{2n} P_i l_i \right) a_{21}; \\
B_1 &= \left[ b_{21} \omega \sum_{i=1}^{2n} N_i + (b_{20} - \omega^2) \sum_{i=1}^{2n} P_i \right] b_{11} - \left( b_{11} \omega \sum_{i=1}^{2n} N_i l_i + b_{10} \sum_{i=1}^{2n} P_i l_i \right) a_{21}; \\
a_{11} &= \frac{1}{M} \sum_{i=1}^{2n} k_i; a_{10} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^{2n} c_i; b_{11} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^{2n} k_i l_i; b_{10} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^{2n} c_i l_i; b_{21} = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^{2n} k_i l_i^2; \\
b_{20} &= \frac{1}{I} \sum_{i=1}^{2n} c_i l_i^2; a_{21} = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^{2n} k_i l_i; a_{20} = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^{2n} c_i l_i
\end{aligned}$$

З виразу (2) отримуємо модулі та аргументи передавальних функцій:

$$\begin{aligned}
|W_\theta(j\omega)| &= \frac{1}{|Ia_{21}|} \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}}; \arg W_\theta(j\omega) = \arctg \frac{BC - AD}{AC + BD}; \\
|W_z(j\omega)| &= \frac{1}{|Mb_{11}|} \sqrt{\frac{A_1^2 + B_1^2}{C^2 + D^2}}; \arg W_z(j\omega) = \arctg \frac{B_1 C - A_1 D}{A_1 C + B_1 D}.
\end{aligned} \tag{3}$$

В роботі [1] розглядалися характеристики найбільш несприятливих ґрунтових фонів, коли кореляційна функція кривої прискорень збурень ґрунту апроксимується виразом:

$$R(\tau) = R(0)e^{-\alpha\tau} \cos \beta\tau,$$

де  $R(0) = 20,5 \text{ м}^2/\text{с}^4$ ;  $\alpha = 20 \text{ с}^{-1}$ ;  $\beta = 60 \text{ с}^{-1}$ .

Для розрахунку прийнято такі параметри трактора ХТЗ-150К, що має ходову систему з двома осями. Момент інерції підресореної частини  $I = 1570 \text{ кНм} \cdot \text{с}^2$ . Сумарні жорсткості передніх та задніх шин –  $2c_{1uu} = 820 \text{ кН/м}$ ,  $2c_{2uu} = 670 \text{ кН/м}$ , а передніх ресор –  $2c_{1p} = 550 \text{ кН/м}$  (варіанти №1-3, 10-14),  $2c_{1p} = 330 \text{ кН/м}$  (варіант №8) та  $2c_{1p} = 750 \text{ кН/м}$  (варіант №9).

Жорсткість передньої підвіски  $2c_1$  дорівнювала  $330 \text{ кН/м}$  (варіанти №1-7; 10-14),  $235 \text{ кН/м}$  (варіант №8) та  $390 \text{ кН/м}$  (варіант №9). Коефіцієнт опору амортизаторів  $2k_1$  дорівнював  $3,4 \text{ кН с/м}$  для варіантів №1; 4-9, а для варіантів № 2; 3; 10-14 відповідно  $6,8$ ;  $13,7$ ;  $19,6$ ;  $27,4$ ;  $33,3$ ;  $39,2$ ;  $49,0 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$ . Відстані від центру ваги до осей передніх коліс  $a$  та задніх  $b$  дорівнювали  $93,5$  і  $192,5 \text{ см}$  (варіанти № 1-3; 8-14),  $107,5$  і  $192,5 \text{ см}$  (варіант №4),  $93,5$  та  $206,5 \text{ см}$  (варіант №5),  $122,5$  та  $192,5 \text{ см}$  (варіант №6),  $93,5$  та  $221,5 \text{ см}$  (варіант №7).

Аналіз даних показує, що передавальні функції як вертикальних, так і поздовжньо-кутових переміщень мають яскраво виражені екстремуми при частотах  $7 \dots 9 \text{ с}^{-1}$  і  $16 \dots 17 \text{ с}^{-1}$ . Ці частоти близькі до значень частот власних поздовжньо-кутових та вертикальних коливань остова, що підтверджує наявність двох зон низькочастотних резонансних коливань трактора. Розрахункові значення власних низьких частот трактора ХТЗ-150К складають  $8,5$  і  $16,8 \text{ с}^{-1}$  відповідно. Дослідження впливу коефіцієнта опору амортизаторів  $2k_1$  на коливання трактора

ХТЗ-150К проведено для передньої підвіски з приведеною жорсткістю 330 кН/м, що відповідає серійному заводському варіанту. Величина коефіцієнта  $2k_1$  змінювалась у межах від 35,0 до 50,0 кН·с/м, що відповідає значенням відносного коефіцієнта згасання коливань підвіски  $\psi$  від 0,0485 до 0,693 відповідно до формули:  $\psi = \frac{k_1}{\omega_c M_1}$ , де  $\omega_c$  – частота власних коливань підвіски;

$M_1$  – підресорена маса, що припадає на підвіску. Розрахунки проводилися для швидкостей руху трактора від 2,5 до 7 м/сек (від 9 до 25 км/год). З графіка на рис. 2 видно, що зі збільшенням коефіцієнта опору передньої підвіски з 3,4 до 49 кН·с/м знижуються максимальні значення передавальних функцій вертикальних переміщень точок рами в центрі ваги підресореної маси трактора, причому в інтервалі зміни  $2k_1$  від 3,4 до 32,3 кН·с/м більш інтенсивно. Підвищення коефіцієнта опору передньої підвіски мало впливає на інтенсивність кутових коливань. Під час руху трактора за типовими природними випадковими нерівностями підвищення коефіцієнта опору підвіски у зазначених вище межах також сприяє зниженню амплітуд вертикальних коливань та прискорень різних точок остова та сидіння тракториста (рис. 3). Збільшення коефіцієнта опору передньої підвіски, наприклад, з 3,4 до 27,4 кН·с/м, зменшує середньоквадратичні прискорення для точки рами над переднім мостом на 50%, над заднім мостом на 7% і сидіння – на 30%.

Оцінка впливу жорсткості передньої підвіски на плавність ходу трактора ХТЗ-150К визначено для трьох значень приведеної жорсткості 235; 330 і 392 кН/м, яким відповідають сумарні жорсткості ресор 333, 550 (серійний заводський варіант) та 755 кН/м. При русі трактора по природним нерівностям з різними швидкостями (рис. 4) зниження приведеної жорсткості передньої підвіски до 235 кН/м викликає, порівняно із заводським варіантом, зменшення середньоквадратичних вертикальних прискорень на рамі над переднім мостом на 30%, над заднім мостом – на 5% та на сидінні – на 10%. У разі підвищення жорсткості ресор прискорення збільшуються.

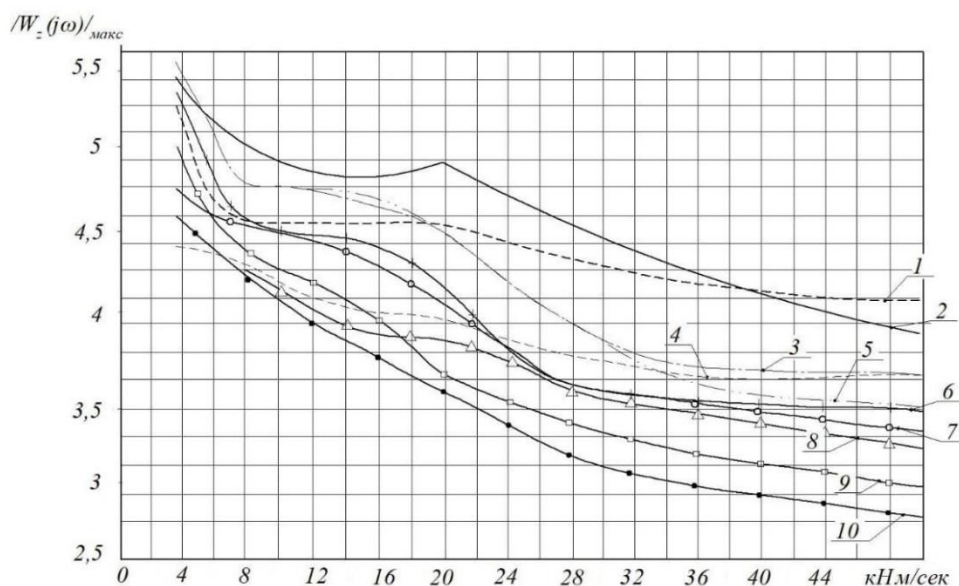


Рис. 2 – Залежність максимальних значень модуля передавальної функції вертикальних переміщень центру ваги підресореної маси від коефіцієнта опору амортизаторів підвіски:

1 –  $v = 4,5$  м/сек; 2 – 4 м/сек; 3 – 2,5 м/сек; 4 – 3 м/сек; 5 – 7 м/сек; 6 – 5 м/сек;  
7 – 3,5 м/сек; 8 – 6,5 м/сек; 9 – 6 м/сек; 10 – 5,5 м/сек.

За результатами даних досліджень встановлено, що збільшення бази трактора на 10% незначно та суперечливо впливає на середньоквадратичні прискорення точки рами над заднім мостом у всьому діапазоні розрахункових швидкостей від 2,5 до 7 м/сек, а на прискорення над

переднім мостом та на сидінні – до швидкості 5 м/с. За подальшого збільшення швидкості до 7 м/сек (25 км/год) збільшення бази трактора на 10% знижує прискорення рами над переднім мостом на 15%, але на сидінні – на 20%.

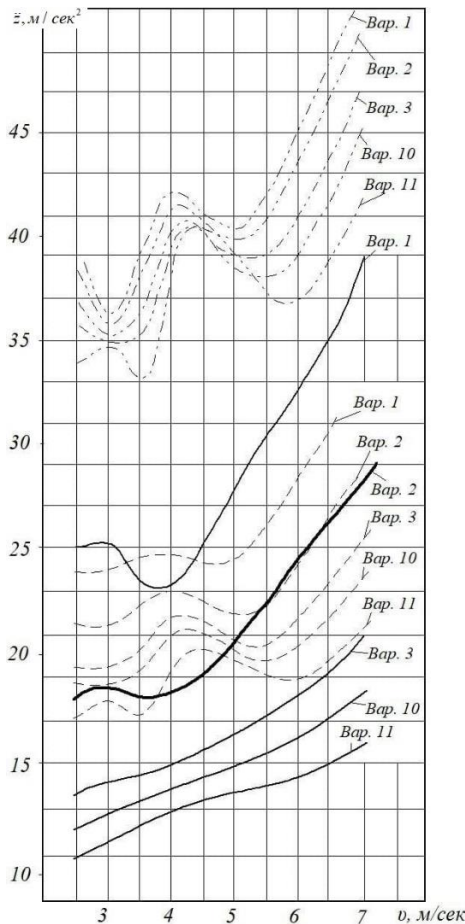


Рис. 3 – Значення середньоквадратичних прискорень точок остова для різних опорів амортизаторів при їзді трактора по природним нерівностям:

——— точка рами над переднім мостом;  
 ----- точка сидіння;  
 - - - - - точка рами над заднім мостом

Зниження жорсткості ресор передньої підвіски трактора ХТЗ-150К з метою поліпшення плавності ходу та зменшення динамічної навантаженості вузлів ходової системи пов'язано з конструктивними можливостями підвіски та допустимою напруженістю листових ресор. Аналіз конструкції підвіски показує, що можна реалізувати зменшення сумарної жорсткості листових ресор приблизно до 392 кН/м. Як показують дослідження, проведені в автомобільній промисловості, як правило найбільшими за величиною і такими, що змінюються найчастіше є напруження в листових ресорах від вертикальних навантажень, а високий рівень статичного напруження від впливу маси підресореної частини призводить до втомного руйнування ресор.

З попереднього розрахунку за спрощеними формулами випливає, що зменшення кількості листів з 13 до 11 зменшує жорсткість цих ресор з 550 до 440 кН/м, що близько за величиною до раціональної жорсткості, що відповідає конструктивним можливостям підвіски.

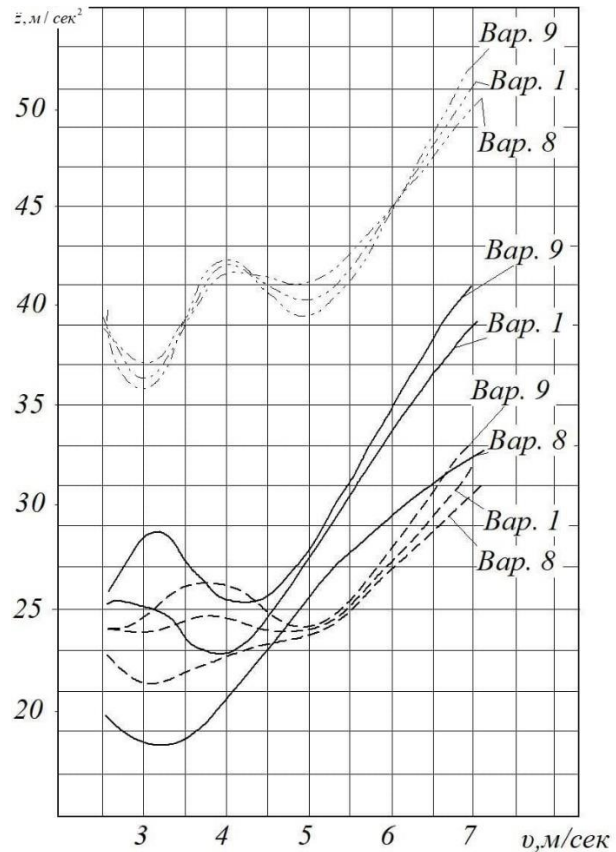


Рис. 4 – Значення середньоквадратичних прискорень точок остова для різних жорсткостей передньої підвіски під час руху трактора по природним нерівностям  $2k_1 = 34 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$ :

——— точка рами над переднім мостом;  
 ----- точка сидіння;  
 - - - - - точка рами над заднім мостом



Для зазначених ресор проведено уточнений розрахунок напружень від зовнішнього статичного навантаження (маса підресореної частини) та навантаження зтяжки ресори при складанні за методикою, заснованою на спільному використанні гіпотез кінцевих сил та рівної кривизни. В даному випадку внаслідок симетричності напівеліптичної ресори кожна її половина при розрахунку розглядалася як четверта частина ресори.

Вихідні дані наступні: статичне навантаження на ресору  $P_{cm} = 18,6$  кН; відстань між опорами  $l_p = 1276$  мм; відстань між болтами кріплення  $S = 196$  мм; загальна висота ресори (набір листів) – 133 мм; ширина листа  $b_d = 89$  мм; товщина листа  $h_d = 9,5$  мм; матеріал листа – 60С2А ( $\sigma_B = 130$  кг/мм<sup>2</sup>)

Згинальні моменти в третьому знизу листі і в наступних листах визначалися через сумарний згинальний момент у перерізі під кріпленням:

$$M_{из} = \frac{P_{CT}}{2} \left( \frac{l_p}{2} - \frac{S}{2} \right).$$

Моменти у другому знизу та нижньому листах визначалися через моменти, що діють у третьому знизу листі з урахуванням коефіцієнта  $C'$ , що являє собою відношення сили, яка діє на кінець даного листа, до сили, що діє на кінець листа, який знаходиться нижче.

Згинальний момент у  $n$ -му листі від повних сил зтягування листів ресори визначався через сили взаємодії ( $P'_n$  і  $P'_{n+1}$ ) між листами при послідовному їх складанні:

$$M_n = P'_n \left( l_n - \frac{S}{2} \right) - P'_{n+1} \left( l_{n+1} - \frac{S}{2} \right).$$

Результати розрахунку напружень від статичного навантаження, напружень зтяжки та повних напружень для 13-листових ресор та 11-листових (без 3-го та 7-го листів) наведені в табл. 1.

Як впливає з табл. 1, максимальне повне напруження від статичного навантаження і зтяжки в нижньому листі 11-листової ресори вище на 13%, ніж у 13-листовій, проте воно знаходиться в межах напружень, що допускаються. Напруження у всіх інших листах менше за величиною, ніж у нижньому листі ресори.

Таблиця 1 – Напруження в листах 13- і 11-листових ресор (без 3-го та 7-го листів), кН/см<sup>2</sup>

№ листів зверху вниз	Напруження зтягування		Напруження від статичного навантаження		Повне напруження	
	13 листів	11 листів	13 листів	11 листів	13 листів	11 листів
1	-30,9	-34,4	27,7	32,4	-3,2	-2
2	-21,2	-17,6	27,7	32,4	6,5	14,8
3	-17,8	–	27,7	–	9,8	–
4	-12	-14,8	27,7	32,4	15,6	17,6
5	1,5	-0,3	27,7	32,4	29,1	32
6	-4,4	-0,14	27,7	32,4	23,2	32,2
7	2,7	–	27,7	–	30,3	–
8	8,3	5,7	27,7	32,4	35,9	38
9	18,6	12,7	27,7	32,4	46,3	44,1
10	16,5	14,7	27,7	32,4	44,2	47
11	15,8	13,1	27,7	32,4	43,5	45,5
12	18,1	14,7	27,3	32,6	45,5	47,3
13	7,7	6,2	43,9	52	51,7	58,2

Вертикальні динамічні навантаження, що виникають при русі трактора в реальних умовах експлуатації, пропорційні жорсткості  $c_{1p}$  та динамічного прогину  $f_{10}$  ресор:

$$P_{10} = c_{1p} \cdot f_{10}.$$

Напруження в листах рівноплечної ресори від вертикальних зусиль виражаються через її конструктивні характеристики та прогин:

$$\sigma_{p.d.} = \frac{6}{\delta_p} \cdot \frac{E_p h_x}{l_p^2} \cdot f_{10},$$

де  $E_p$  – модуль пружності ресорної сталі;  $\delta_p$  – коефіцієнт прогину ресори, що залежить від її форми.

З наведених формул для  $P_{10}$  і  $\sigma_{p.d.}$  видно, що динамічні навантаження та напруження у листах ресори залежать від величини та характеру зміни її динамічних прогинів.

У табл. 2 наведено результати виміру динамічних прогинів ресор різних варіантів передньої підвіски в процесі експериментальних досліджень при русі трактора ХТЗ-150К по ґрунтовій дорозі середньої якості з максимальною швидкістю 34 км/год і на оранці стерні поперек борозен зі швидкістю 9,4 км/год. У цій таблиці наведено також результати розрахунку за вказаними прогинами динамічних навантажень, що діють на ресори під час стиснення.

Таблиця 2 – Динамічні прогини та навантаження на ресори підвіски при випробуванні трактора ХТЗ-150К

Фон для випробування	Тип ресор та амортизаторів	Оціночні параметри				Максимальні динамічні навантаження на одну ресору при стисканні, кН
		Швидкість руху, км/год	Максимальні динамічні прогини ресор, мм			
			при стисканні	при відбої	сумарний	
Ґрунтова дорога, трактор без знарядь	13-листові ресори типу КрАЗ (без гідроамортизаторів)	34,0	41	31	72	11,3
	11-листові ресори (тракторні гідроамортизатори типу МА3-500Е)	34,0	25	31	56	5,5
Оранка стерні поперек борозен	13-листові ресори типу КРА3 (без гідроамортизаторів)	9,4	23	37	60	6,3
	11-листові ресори (тракторні гідроамортизатори типу МА3-500Е)	9,4	20	49	69	4,4

**Висновки.** 11-листові ресори, що досліджувались, (при знятті 5-го та 7-го листів), які встановлені у підвісці з тракторними гідравлічними амортизаторами з оптимальними параметрами, створеними на базі автомобільних амортизаторів типу МА3-500Е, при стисканні мають менші за величиною динамічні прогини, ніж 13-листові ресори (підвіска без гідравлічних амортизаторів). Відповідно до цього динамічне навантаження на 11-листову ресору в порівнянні з серійною підвіскою зменшується на 51% при русі трактора ХТЗ-150К по ґрунтовій дорозі і на 30% при оранці поля впоперек борозен. Отже, напруження на листах 11-

листової ресори за наявності в підвісці трактора амортизаторів буде меншою, ніж у 13-листової (без амортизаторів), що забезпечить підвищену довговічність 11-листової ресори. Крім цього, ресурс останньої ресори повинен збільшуватися за рахунок зниження кількості циклів навантаження, оскільки підвіска з цими ресорами забезпечує зменшення частоти власних коливань трактора на 10% (за експериментальними даними).

#### Список літератури:

1. Ovsyannikov, S., Kalinin, E., Kolesnik, I. Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities. *Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport*, 2018, 307-317, doi: 10.1007/978-3-030-19756-8\_28.
2. Калінін Є.І., Поляшенко С.О. Розв'язок статичної плоскої задачі теорії пружності для неоднорідних ізотропних тіл. *Математичне моделювання*. 2018. №2(39). С. 102-111.
3. Калінін Є. І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання. *Інженерія природокористування*. 2016. № 45. С. 24-28.
4. Лебедев А. Т. Оцінка можливості підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторного агрегату при виконанні орних робіт на агрофоні підвищеної вологості шляхом встановлення здвоєних шин / А. Т. Лебедев, Є. І. Калінін // *Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва імені Петра Василенка*. Серія: Тракторна енергетика в рослинництві. 2009. Вип. 89. С. 37–45.
5. Мирошніченко А.Н. Основы теории автомобиля и трактора: учебное пособие. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2014. – 490 с.
6. Кальченко Б.І., Чернявський І.С., Кожушко А.П. Підхід до визначення завантаженості трансмісії колісного трактора при впливі нерівностей поверхні. *Науковий журнал технічний сервіс, агропромислового, лісового та транспортного комплексу*, 2017, № 8, с. 49-54.
7. Селиванов Н.И., Шабунько А.В., Никитин И.С. Оптимизация эксплуатационных параметров колесных тракторов общего назначения // *Вестник КрасГАУ*, 2011. – №9. – С. 252-260.
8. Rabbani M.A., Takeoka S., Mitsuoka M., Inoue E., Fukushima T., Okayasu T. Simulation for vertical dynamic loading forces on track rollers of the half-tracked tractor based on nonlinear Voigt's model, *Engineering in Agriculture, Environment and Food*, 2010, № 3(4), p. 119-126.
9. Ребров А.Ю., Самородов В.Б., Кучков В.В. Определение рациональной энергонасыщенности пахотного МТА на базе колесного сельскохозяйственного трактора, *Механіка та машинобудування*, 2011, № 1, с. 136-140

#### References (transliterated)

1. Ovsyannikov, S., Kalinin, E., Kolesnik, I. Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities. *Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport*, 2018, 307-317, doi: 10.1007/978-3-030-19756-8\_28.
2. Kalinin E.I., Polyashenko S.O. Solution of the static plane problem of the theory of elasticity for inhomogeneous isotropic bodies. *Mathematical modeling*. 2018. №2 (39). pp. 102-111.
3. Kalinin E.I. Influence of rotation of transmission elements as an elastic system on natural oscillations. *Environmental engineering*. 2016. № 45. pp. 24–28.
4. Lebedev A.T. Estimation of the possibility of increasing the traction and energy properties of the machine-tractor unit when performing plowing work on agro background of high humidity by installing dual tires / A.T. Lebedev, E.I. Kalinin // *Visnyk of Kharkiv. nat. tech. un-tu villages. household named after Petro Vasylenko*. Series: Tractor energy in crop production. 2009. Vip. 89. pp. 37–45.
5. Panchenko AI, Voloshin AA *Modern agricultural tractors. CIS tractors: a guide*. - Melitopol: Publishing and Printing Center "Luxury", 2018. - 176 p.
6. Miroshnichenko A.N. *Fundamentals of the theory of the car and tractor: a tutorial*. - Tomsk: Publishing House Vol. state architect.-builds. un-ta, 2014. - 490 p.
7. Kalchenko BI, Chernyavsky IS, Kozhushko AP Approach to determining the load on the transmission of a wheeled tractor under the influence of surface irregularities. *Scientific journal of technical service, agro-industrial, forest and transport complex*, 2017, № 8, p. 49-54.
8. Selivanov N.I., Shabunko A.V., Nikitin I.S. Optimization of operational parameters of general purpose wheeled tractors // *Bulletin of KrasGAU*, 2011. - No. 9. - S. 252-260.

9. Rabbani MA, Takeoka S., Mitsuoka M., Inoue E., Fukushima T., Okayasu T. Simulation for vertical dynamic loading forces on track rollers of the half-tracked tractor based on nonlinear Voigt's model, *Engineering in Agriculture, Environment and Food*, 2010, no. 3(4), p. 119-126.
10. Rebrov A.Yu., Samorodov V.B., Kuchkov V.V. Determination of the rational energy saturation of an arable MTA based on a wheeled agricultural tractor, *Mechanika and Machine Building*, 2011, No. 1, p. 136-140

*Надійшла (received) 10.12.2021*

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Калінін Євген Іванович (Калинин Евгений Иванович, Kalinin Evgeny)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри комп'ютерної інженерії та програмування, м. Харків, Україна, ORCID: 0000-0001-6191-8446; e-mail: kalinin.kpi.kharkov.ua@gmail.com

**Філоненко Алевтина Михайлівна (Филоненко Алевтина Михайловна, Filonenko Alevtyna)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри комп'ютерної інженерії та програмування, м. Харків, Україна, ORCID: 0000-0002-3640-5346; e-mail: Alevtyna.Filonenko@kpi.edu.ua

**Колеснік Юліана Ігорівна (Колесник Юлиана Игоревна, Koliiesnik Yuliana)** – Державний біотехнологічний університет, аспірант кафедри тракторів і автомобілів, м. Харків, Україна, ORCID: 0000-0002-9915-2455; e-mail: julianakolesnik26@gmail.com

**Петров Руслан Максимович (Петров Руслан Максимович, Petrov Ruslan)** – Державний біотехнологічний університет, аспірант кафедри тракторів і автомобілів, м. Харків, Україна, ORCID: 0000-0002-9852-3158; e-mail: petrov\_ruslan@gmail.com

*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, перемикання 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].

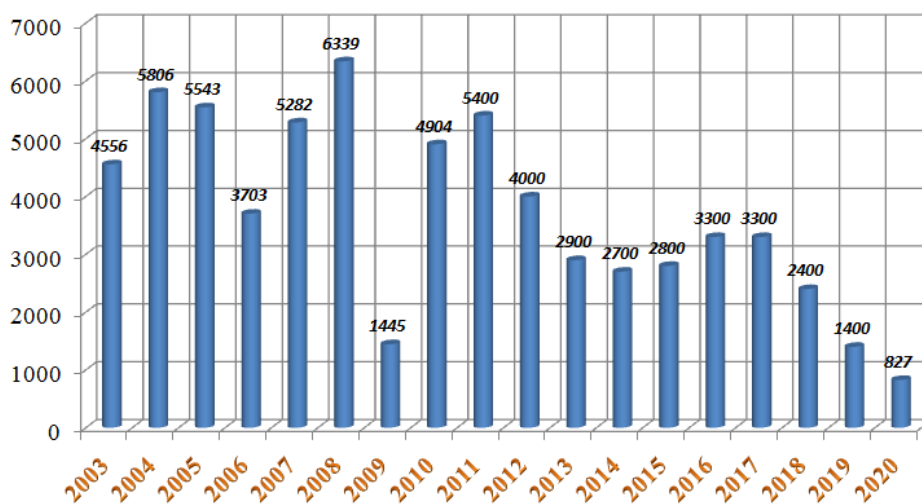


Рис. 1 – Випуск українських тракторів в Україні з 2003 – 2020 рр.

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;  $\varepsilon_r$  – 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;  $\delta_k$  – фазовий зсув.

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

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

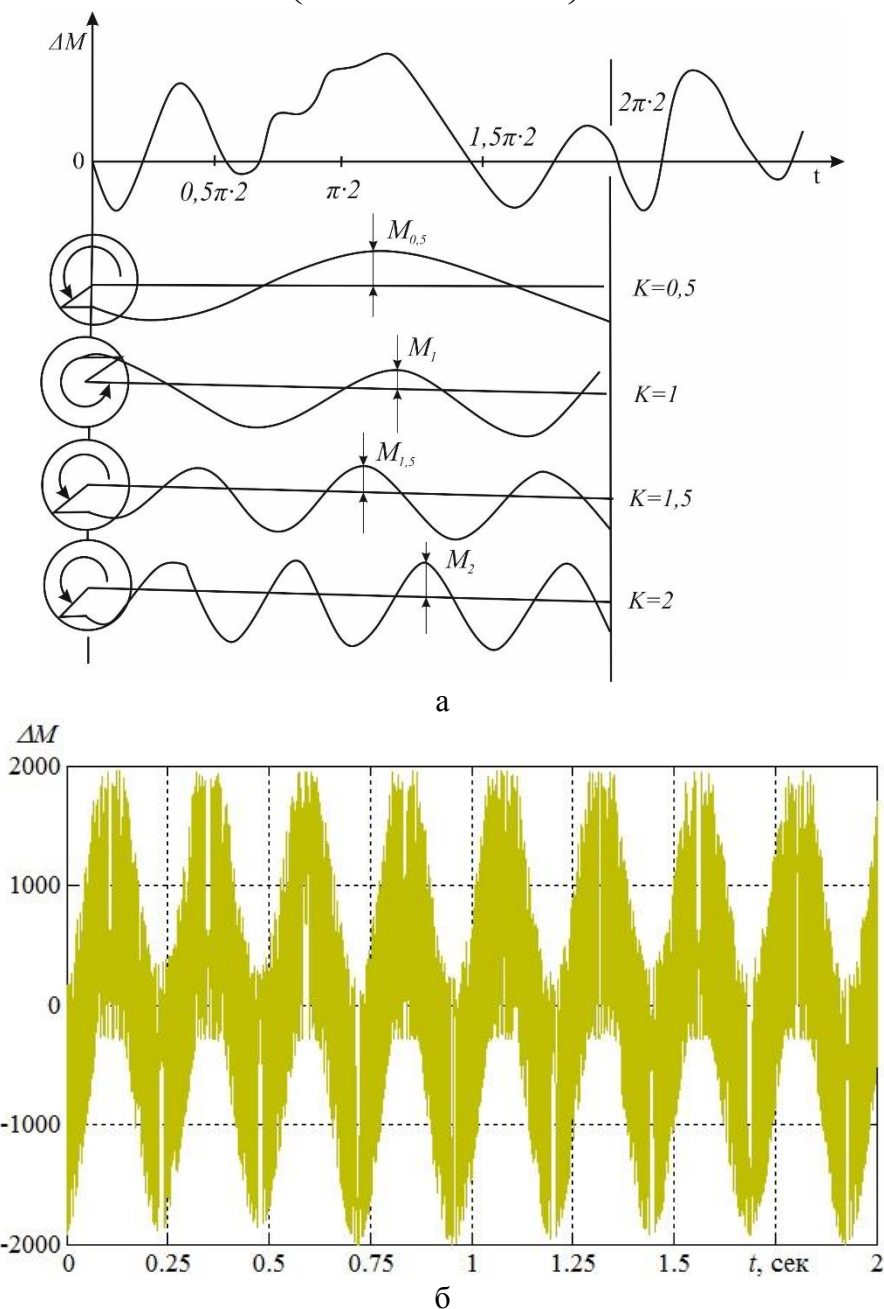


Рис. 2 – Приклад гармонійної складової крутного моменту двигуна:  
а – двотактного двигуна; б – ЯМЗ-236



**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  $\varphi_i$ . Всі динамічні параметри системи приведені до первинного валу коробки передач.

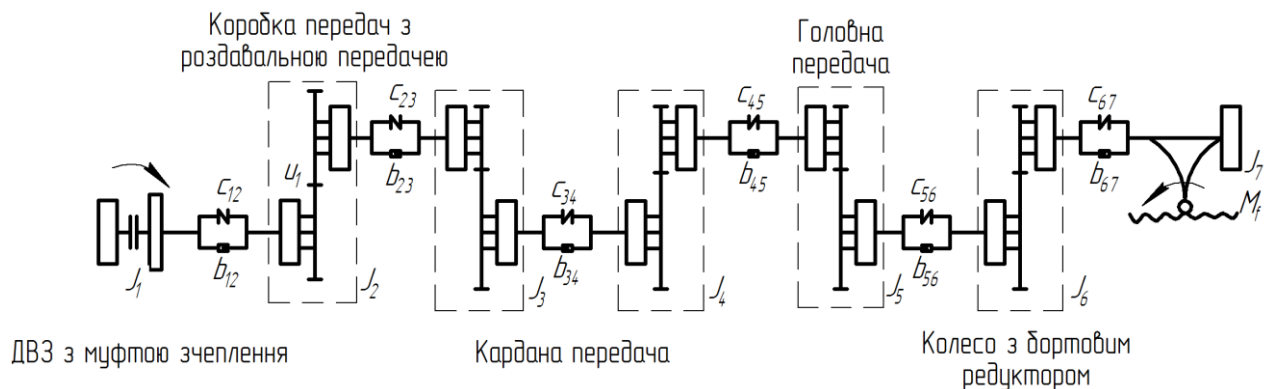


Рис. 3 – Еквівалентна схема трансмісії трактора ХТЗ-240К:

$J_1$  – 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  $\beta$  – 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  $\mu$  – 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

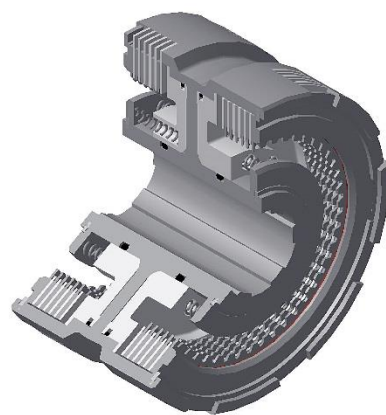


Рис. 4 – 3D зображення фрикційного елемента (гідропідтискної муфти)

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.

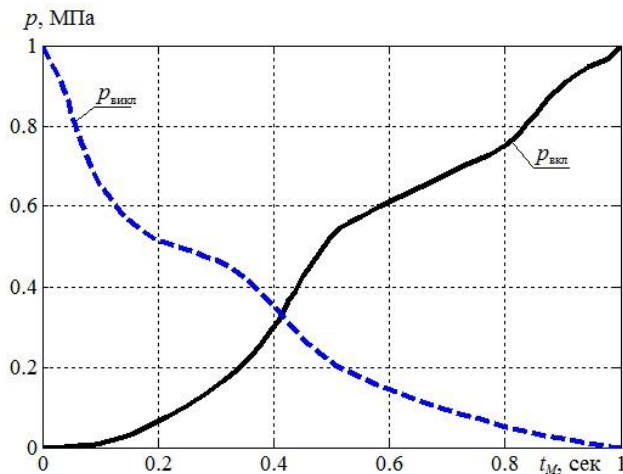


Рис. 5 – Залежність тиску  $p(t)$  у гідромуфті при її ввімкненні  $p_{\text{вкл}}$  та вимкненні  $p_{\text{вимк}}$  [15]

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.

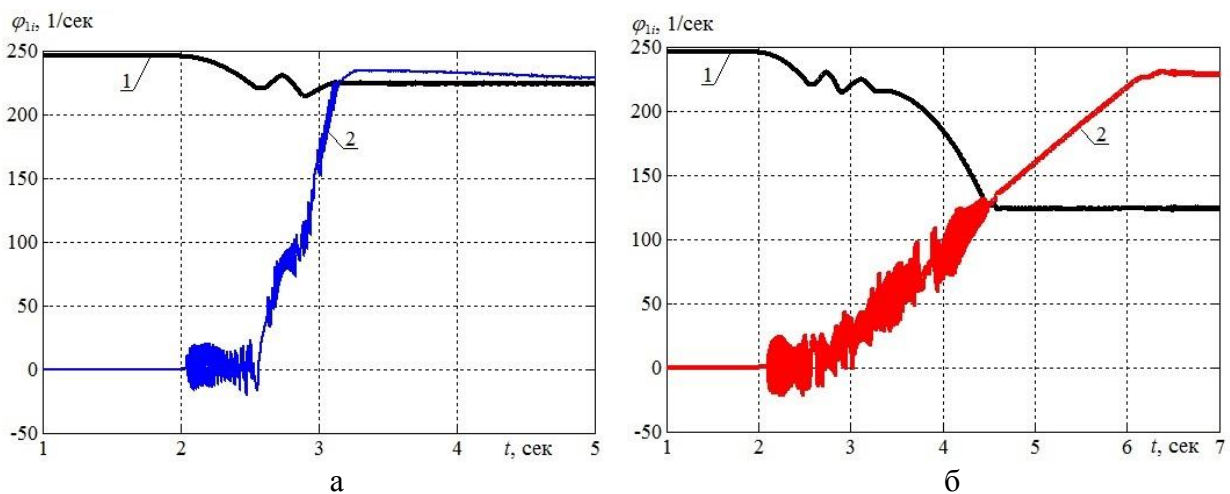


Рис. 6 – Зміна кутової швидкості при ввімкненні головної муфти зчеплення ( $T_{on} = 2$  сек;  $T_{cl} = 3$  сек):

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

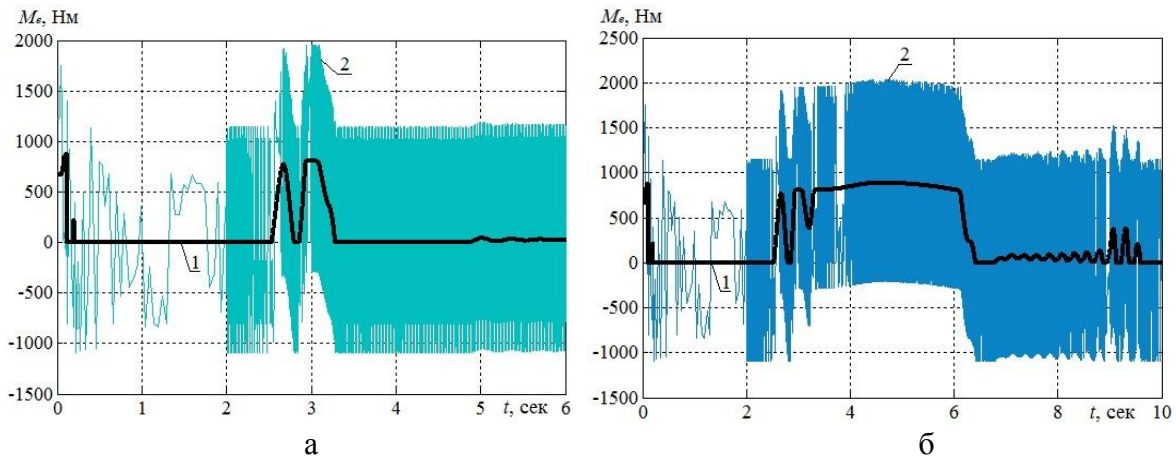


Рис. 7 – Зміна крутного моменту двигуна (ЯМЗ-236) при ввімкненні головної муфти зчеплення ( $T_{on} = 2$  сек;  $T_{cl} = 3$  сек) без врахування (1) та з врахуванням (2) гармонійної складової: а – 1 передача тягового ряду; б – 1 передача транспортного ряду

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  $\varepsilon_r = var$  (рис. 8).

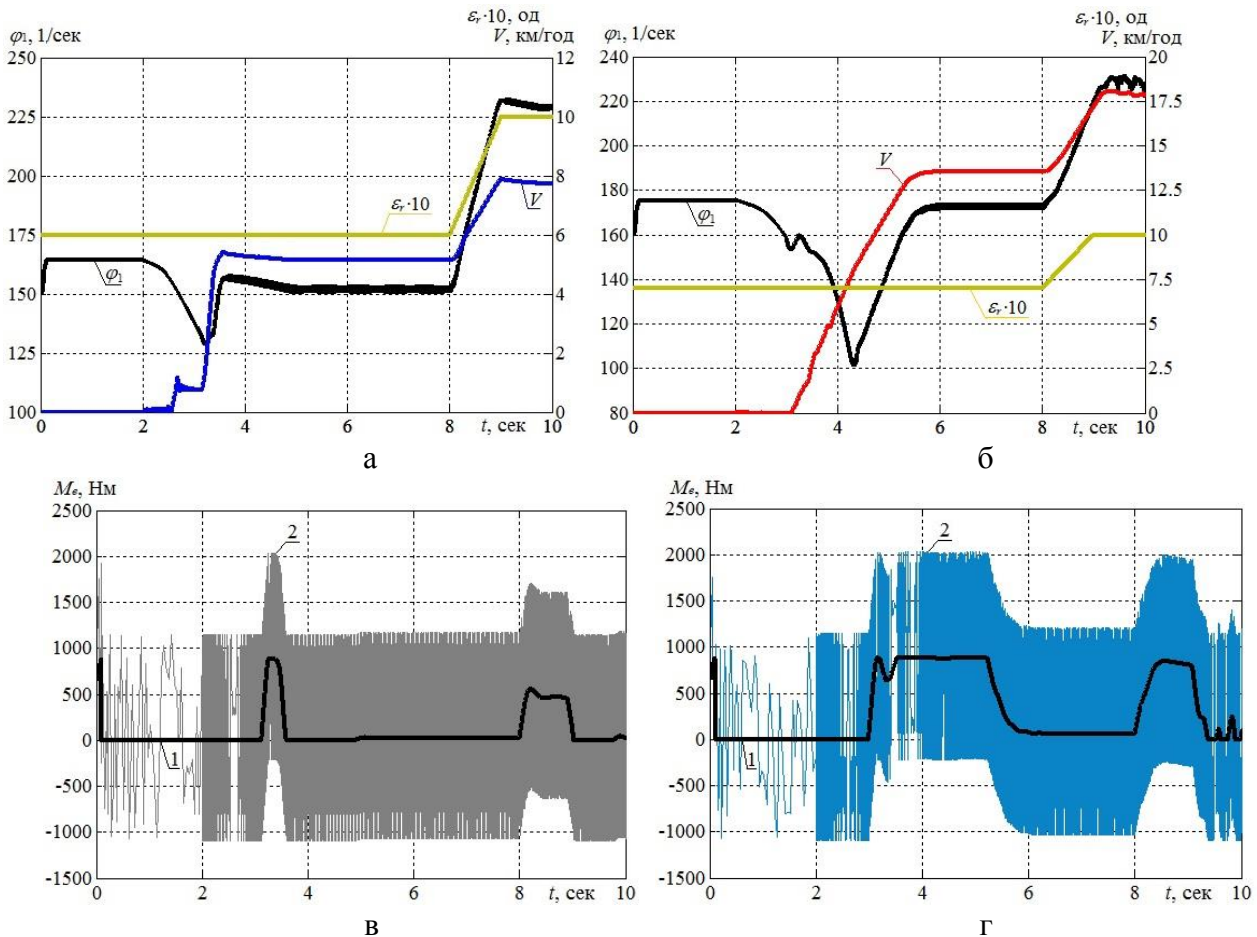


Рис. 8 – Зміна експлуатаційних показників при ввімкненні головної муфти зчеплення ( $T_{on} = 2$  сек;  $T_{cl} = 3$  сек): а, в – 1 передача тягового ряду; б, г – 1 передача транспортного ряду; а, б – кутова швидкість колінчастого валу, швидкість та параметр регулювання подачею палива; б, г – крутний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

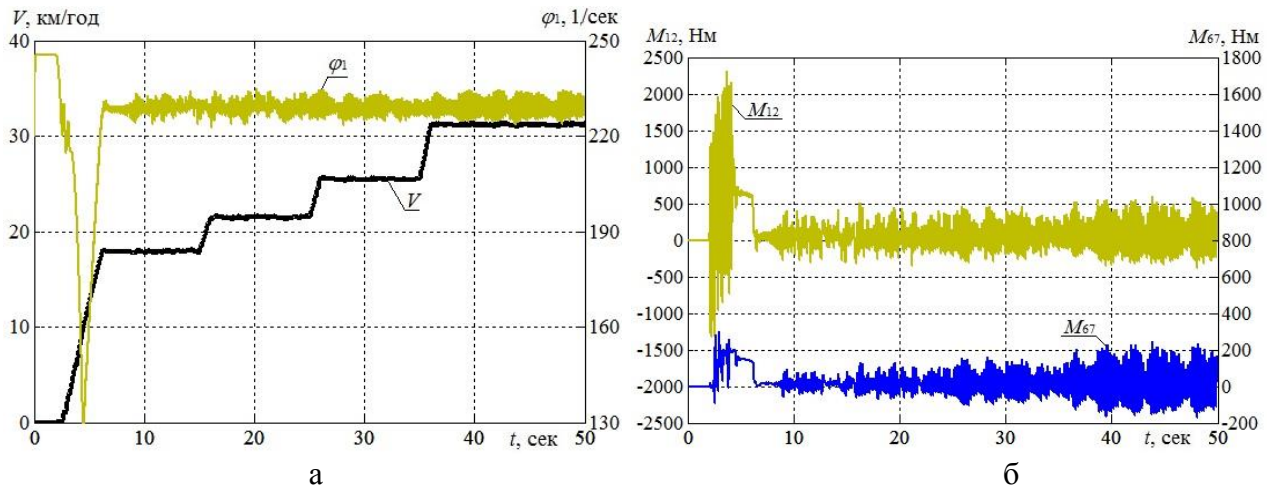


Рис. 9 – Зміна показників при розгоні трактора на транспортному діапазоні:

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).

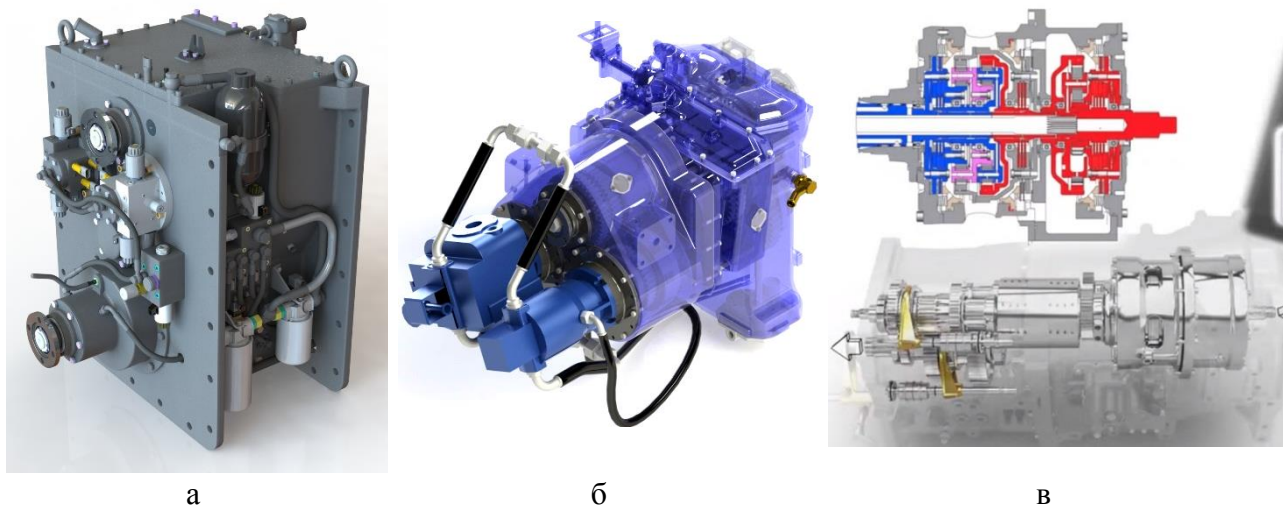


Рисунок 10 – Типи трансмісій, які встановлюються на сучасні колісні трактори:

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](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](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](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](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](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 mashinyi* [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 mashinyi* [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 kolisnogo 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](mailto: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](mailto: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](mailto:sergeesche48@gmail.com)



***М.О. МИТЦЕЛЬ***

## **ПЕРСПЕКТИВИ РОЗРОБКИ ГІБРИДНИХ ДВОПОТОКОВИХ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

В роботі розглянуто шляхи підвищення ефективності двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) транспортних засобів за рахунок раціонального вибору режиму роботи трансмісії та введення до конструкції системи рекуперації циркулюючої паразитної потужності замкнутого контуру. Запропонований напрямок розвитку двопотокових ГОМТ типу з диференціалом "на виході" має на меті розширити діапазон робочих швидкостей де ККД трансмісії високий, зокрема в зоні малих "повзучих" швидкостей.

**Ключові слова:** трансмісія, трактор, циркуляція потужності, експериментальні дослідження, гідрооб'ємна передача.

***Н.А. МИТЦЕЛЬ***

## **ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗРАБОТКИ ГИБРИДНЫХ ДВУХПОТОЧНЫХ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИСИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

В работе рассмотрены пути повышения эффективности двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) транспортных средств за счет рационального выбора режима работы трансмиссии и ввода в конструкцию системы рекуперации циркулирующей паразитной мощности замкнутого контура. Предлагаемое направление развития двухпоточных ГОМТ типа с дифференциалом "на выходе" имеет целью расширить диапазон рабочих скоростей где КПД трансмиссии высоко, в частности в зоне малых "ползучих" скоростей.

**Ключевые слова:** трансмиссия, трактор, циркуляция мощности, экспериментальные исследования, гидрообъемная передача.

***М. MITTSEL***

## **PROSPECTS FOR THE DEVELOPMENT OF HYBRID CONTINUOUSLY VARIABLE HYDROSTATIC-MECHANICAL TRANSMISSION OF VEHICLES**

The paper considers ways to increase the efficiency of two-stream hydrovolume-mechanical transmissions (GOMT) of vehicles through the rational choice of transmission mode and the introduction into the design of the recovery system of circulating parasitic power of the closed circuit. The proposed direction of development of two-stream GOMT type with differential "output" aims to expand the range of operating speeds where the transmission efficiency is high, in particular in the area of low "creeping" speeds. Global trends to increase the efficiency of transmissions and reduce emissions of harmful substances into the atmosphere have led to the creation of hybrid and fully electric power plants. Hybrid transmissions, which include electric machines and internal combustion engines, are the most attractive from the point of view of operation, as they do not limit the distance of movement. In case of discharge of batteries, when there is no charging station, they will be powered by a standard engine. One of the ways to increase the technical and economic performance of wheeled and tracked agricultural tractors equipped with HOMT with an differential "output" is to coordinate the optimal modes of transmission with the main technological speeds at the design stage.

**Key words:** transmission, tractor, power circulation, experimental researches, hydrovolume transfer.

**Вступ.** Трансмісія залишається невід'ємною складовою транспортного засобу оснащеного двигуном внутрішнього згорання (ДВЗ). Вдалий вибір її типу та поєднання характеристик з характеристиками двигуна, дозволяє отримати максимальні динамічні та техніко-економічні показники для транспортного засобу. Для гусеничних машин конструкція ускладнюється завдяки введенню додаткового вузла – механізму повороту, що виконує розподіл крутного моменту по бортах, забезпечуючи встановлений радіус повороту для поточного швидкісного діапазону.

Загальносвітові тенденції до збільшення ККД трансмісій та зниження викиду шкідливих речовин в атмосферу привели до створення гібридних та повністю електричних силових установок. Саме гібридні трансмісії, що містять в своєму складі електричні машини та ДВЗ с точки зору експлуатації є найбільш привабливими, оскільки не обмежують дистанцію пересування. В випадку розряду акумуляторних батарей, коли нема зарядної станції, їх буде живити штатний двигун. Для важких гусеничних машин розвиток конструкції йде по шляху створення двопотокових безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісії (ГОМТ) та гідрооб'ємних механізмів повороту (ГОМП), що направлені в першу чергу на спрощення управління транспортним засобом, навіть не зважаючи на порівняно нижчий, відносно механічних, ККД трансмісії. Одним із шляхів підвищення техніко-економічних показників (ТЕП) колісних та гусеничних сільськогосподарських тракторів, оснащених ГОМТ з диференціалом "на виході", є узгодження оптимальних режимів роботи трансмісії з основними технологічними швидкостями с/г робіт ще на стадії проектування [1].

Особливістю функціонування двопотокових ГОМТ колісних і гусеничних машин є наявність зон циркуляції потужності. Робота в цих зонах не рекомендована, оскільки призводить до перегріву гідравлічної частини трансмісії, крім того характеризується невисоким ККД. Введення додатково в конструкції електромотору та електрогенератора, чи зворотної електричної машини дозволить здійснювати рекуперацію паразитної потужності, що циркулює в замкнутому контурі ГОМТ, а накопичену енергію використовувати для приводу допоміжного обладнання чи прискорення транспортного засобу.

Основною проблемою використання ГОМП, коли поворот гусеничної машини відбувається за рахунок зміни об'єма гідронасоса (гідромотора), є висока чутливість системи до зміни положення органу керування на підвищених швидкостях. Створювати додаткову силу опору на ланках планетарного механізму, що входить до складу ГОМП можливо за рахунок генераторного навантаження електромашини. Таким чином гібридні ГОМТ і ГОМП мають стати новим етапом розвитку даних конструкцій адже не будуть мати існуючих недоліків, а їхні техніко-економічні показники завдяки використанню електричних машин зростуть, що і обумовлює актуальність даного дослідження.

**Аналіз основних досягнень і публікацій.** Теоретичні та експериментальні розрахунки вказують, що найвищий ККД ГОМТ досягається в режимі, коли вал гідромотора зупинено [2]. Вся потужність двигуна при цьому передається механічним шляхом, гідрооб'ємна передача (ГОП) працює в так званій "особливій зоні" – зоні, коли регульований гідронасос та нерегульований гідромотор одночасно працюють у насосному режимі на компенсацію власних об'ємних та механічних втрат [3]. Однак, зміна знака швидкості валу гідромотора - це точка виходу з "особливої зони", а її початок обумовлено зміною знака моменту, що крутить, на валу гідронасоса, що було підтверджено під час стендових досліджень [4]. Спроби аналізу процесів, характерних ГОМТ у нульових режимах, були зроблені на роботах Кісточкіна Є. С., з яких робота [3] є найбільш фундаментальною.

**Мета і постановка задачі.** В даній роботі пропонується методика визначення координат швидкісних та силових нульових режимів роботи гідромашин у складі ГОМТ з диференціалом "на виході". Об'ємні та механічні втрати в гідромашинах пропонується задавати за допомогою універсальної математичної моделі К. І. Городецького, яка найбільш поширена у вітчизняних публікаціях, а її точність була підтверджена під час стендових та натурних експериментів [1].

#### **Визначення робочих характеристик трансмісії на різних експлуатаційних режимах.**

Двопотокові ГОМТ з диференціалом "на виході" мають особливості характерні для всіх типів гідромеханічних передач із розгалуженою потоком потужності:

- існує значення передавального відношення трансмісії  $i_{TP} = w_x / w_{ог}$ , при якому потужність, що проходить через гідрооб'ємну передачу (ГОП) дорівнює нулю, загальний ККД трансмісії при цьому має найвищий показник;

- існують режими роботи з циркуляцією потоків потужності у замкнутому контурі передачі;- зміна режимів роботи гідромашин (насосний, моторний) відбувається, як при реверсі швидкості та крутного моменту вихідного валу (якщо справедливе співвідношення  $sign(M_x) = -sign(w_x)$ ), так і при передавальних відносинах  $i_{TP}$ , що відповідають нульовій потужності у ГОП.

Кінематичні схеми тракторних ГОМТ проектується таким чином, що координати швидкісних нульових режимів лежать у межах зміни передавального відношення трансмісії.  $i_{TP}$ . Отже кількість змін режимів роботи гідромашин дорівнюватиме двом: при  $i_{TP} = 0$  та  $i_{TP} = i_{02}$ , де  $i_{02}$  – координата швидкісного нульового режиму гідромашини №2 [3].

Залежно від способу з'єднанням механічної та гідравлічної гілки із ланками планетарного механізму (сонячною шестернею 1, коронною шестернею 2, водилом 3) існують 6 можливих варіантів ГОМТ з диференціалом "на виході". У табл. 1 наведені спрощена структурна схема та рівняння, для визначення конструктивних коефіцієнтів  $a$ ,  $b$ ,  $c$ , що залежать від кінематичних (силових) передавальних відносин між ланками базового механізму та будуть використані у подальших розрахунках. Рівняння складено з урахуванням напрямку обертання ланок. Граничні передаточні відношення  $i_{kj}$  визначаємо за рівняннями

$$i_{kj} = \begin{cases} i_{\max} \forall i_{0j} \leq 0,5(i_{\max} + i_{\min}), \\ i_{\min} \forall i_{0j} > 0,5(i_{\max} + i_{\min}). \end{cases} \quad (1)$$

де  $j$  – номер гідромашини.

При проходженні через нульові точки змінюються знаки наступних компонентів потужності: кутової швидкості нерегульованої гідромашини (ГМ2), крутного моменту регульованої гідромашини (ГМ1), параметра регулювання  $e$ , витрати робочої рідини  $Q$ . Швидкісне звернення ГМ2 має місце при проходженні  $i_{02}$ . При силовому обігу ГМ1, яке визначає початок "особливої зони", послідовно виконуються наступні рівняння, які запишемо щодо  $i_{TP}$

$$i_{0M1} = \frac{\Delta p \cdot (a_2 \cdot sign(M_2) - \Delta Q_\Sigma) + a_1 \cdot \Delta M_1 \cdot sign(w_1)}{\Delta p \cdot b_2 \cdot sign(M_2) + b_1 \cdot \Delta M_1 \cdot sign(w_1)}, \quad (2)$$

$$i_{0Q1} = i_{02} - \frac{\Delta Q_2}{b_2 \cdot sign(M_2)}, \quad (3)$$

$$i_{0e1} = i_{02} - \frac{\Delta Q_\Sigma}{b_2 \cdot sign(M_2)}, \quad (4)$$

де  $i_{0M1}$  – координата силового нульового режиму;

$i_{0Q1}$  – координата нульового режиму витрати;

$i_{0e1}$  – координата нульового режиму параметра регулювання.

Таблиця 1 – Структурна схема ГОМТ з диференціалом "на виході"

Коефіцієнт	Рівняння	Спрощена структурна схема
$i_{01}$	$\infty$	
$i_{02}$	$-\frac{k}{i_1 \cdot i_4 \cdot i_5}$	
$a_1$	$-\text{sign}(c_1)$	
$a_2$	$\frac{i_{02} \cdot \text{sign}(c_2)}{ i_{k2} - i_{02} }$	
$b_1$	0	
$b_2$	$\frac{1 \cdot \text{sign}(c_2)}{ i_{k2} - i_{02} }$	
$c_1$	$i_1 \cdot i_2$	
$c_2$	$-\frac{i_4 \cdot i_5}{i_1 \cdot (1-k)}$	

Основним недоліком методу, який описав у своїх працях Кісточкін Є. С., є спосіб завдання втрат у гідромашинах через відносні величини, тобто для розрахунків використовуються масиви експериментальних даних, побудовані для конкретної гідромашини. Висока точність у разі нівелюється з допомогою великого обсягу підготовчих робіт. Автором статті пропонує вести розрахунок об'ємних та механічних втрат за аналітичними рівняннями Городецького К. І. [5].

$$\Delta Q_{1,2} = K_y \cdot \frac{\Delta p}{\mu} \cdot (1 + c_y \cdot |w_{1,2}|), \quad (5)$$

$$\Delta M_{1,2} = q_{1,2} \cdot \left[ K_1 \cdot |w_{1,2}| (1 + K_2 \cdot e^2) + \frac{K_5 (1 + K_4 \cdot |e|)}{1 + K_3 \cdot |w_{1,2}| \cdot D_q} \cdot \Delta p + \frac{K_8 (1 + K_7 \cdot |e|)}{(1 + K_6 \cdot |w_{1,2}| \cdot D_{q1,2})} \right], \quad (6)$$

де  $K_y, c_y$  – коефіцієнти витоків;

$K_1 \dots K_8$  – коефіцієнти гідромеханічних втрат;

$q_{1,2}$  – максимальна подача гідромашин, м<sup>3</sup>/рад;

$D_{q1,2}$  – характерний розмір гідромашин ( $D_q = \sqrt[3]{2\pi \cdot q}$ );

$\Delta p$  – перепад робочого тиску на гідронасосі, МПа.

При визначенні  $\Delta M_1$  та  $\Delta M_2$  необхідно враховувати напрямок потужності через ГОП і залежно від цього розглядати  $\Delta M_1$  та  $\Delta M_2$  або як втрати крутних моментів, або як прирощення. Круті моменти на валах ГМ1 і ГМ2 визначаємо з формул

$$M_1 = q_1 \cdot e \cdot \Delta p \pm \Delta M_1, \quad (7)$$

$$M_2 = q_2 \cdot \Delta p \mp \Delta M_2. \quad (8)$$

Тут верхні знаки відповідають прямому потоку потужності через ГОП, нижні – зворотному. Підставимо рівняння (5,6) (7,8), а отримані рівняння надалі в (2, 3, 4). На рис. 1 наведено експериментальні осцилограми, отримані на лабораторному стенді ГОМТ [1].

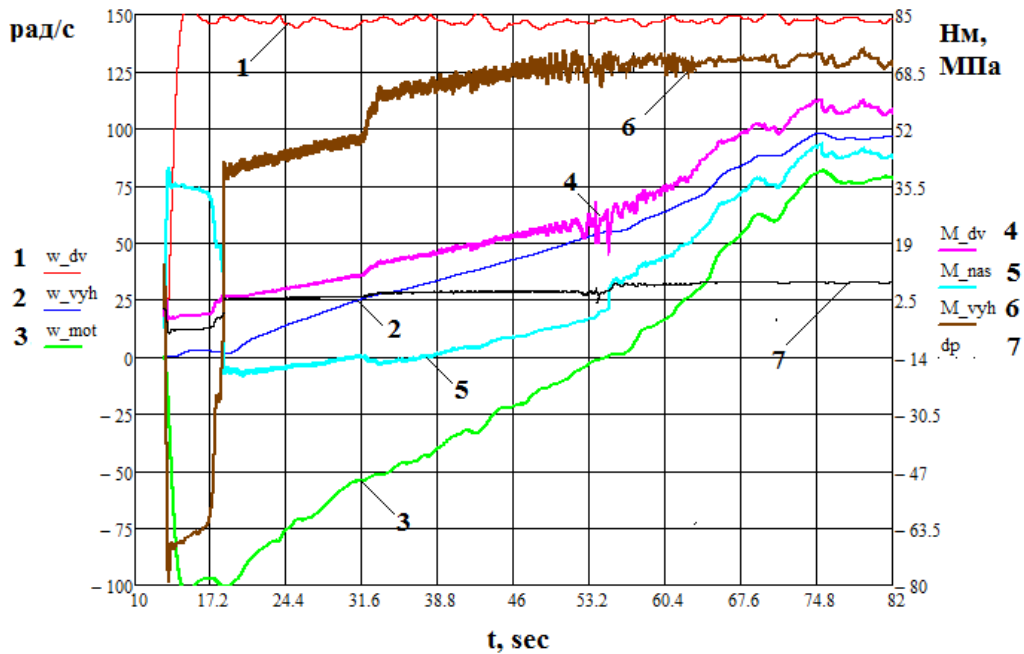
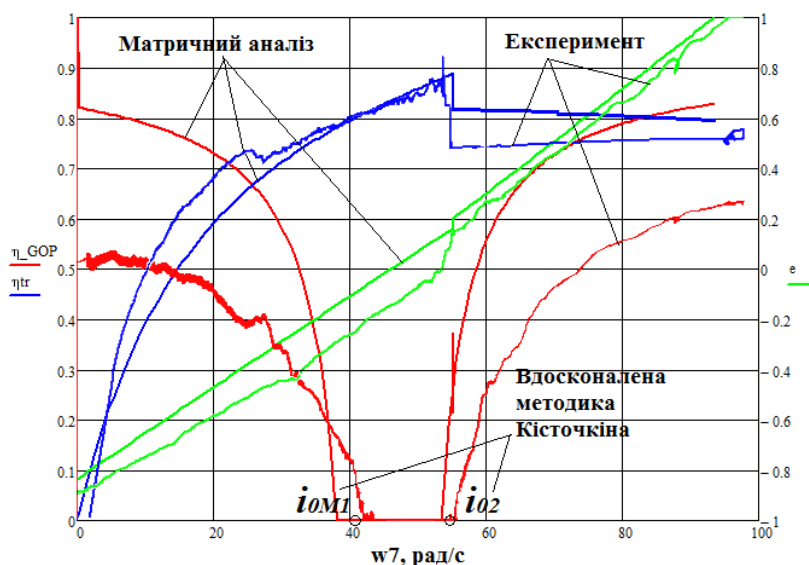


Рис. 1 – Експериментальні осцилограми

На рис. 2 представлені розрахункові (метод матричного аналізу та метод Кісточкіна) та побудовані за експериментальними даними графіки ККД ГОП та ГОМТ для ( $M_{vyh} = 70,6$  Нм) від швидкості вихідного валу

Рис. 2 – Теоретичні та експериментальні ККД ГОП та ГОМТ при ( $M_{vyh} = 70,6$  Нм)

Експериментальні стендові дослідження проводилися згідно з розробленою методикою і включали 5 серій дослідів при навантаженні вихідного валу 22; 70,6; 102; 134; 180 Нм, при плавному законі регулювання не менше 80 с і з 10-кратним повторенням (вимога ГОСТ 17108-86, адже на стенді використана реєструюча апаратура). Метод матричного аналізу використано у програмі Trans, що розроблений на кафедрі "Автомобіле- та тракторобудування" НТУ "ХПІ". На даний момент це єдиний універсальний програмний продукт, що дозволяє синтезувати структурні схеми ГОМТ всіх типів з подальшим аналізом їх характеристик.

**Висновок.** Метод Кісточкіна ідентифікує "особливу зону" не через ККД, а через передатне відношення трансмісії. Серійні трактори не планується обладнати датчиками крутного

моменту, проте в магістралях високого і низького тиску розташовані реєструючі датчики. Метод Кісточкіна дозволяє створити алгоритм коригування і виконувати енергоємні с/г операції в зоні високого ККД. Обидва методи підтвердили свою високу точність (матричний аналіз 7-10%, метод Кісточкіна 4-8%) Проведені натурні експерименти на першому українському с/г тракторі з ГОМТ виробництва ПАТ "ХТЗ" підтвердили зростання ТЕП під час роботи трактора у "особливій зоні". Однак реалізувати цей принцип для ГОП з гідромеханічним керуванням складно, адже необхідне чітке позиціонування похилої шайби гідронасоса водієм (необхідні засоби індикації на панелі приладів, які будуть вказувати на роботу у "особливій зоні"). Повною мірою запропоновано розробку можливо втілити на тракторах з електро-пропорційним управлінням ГОП.

#### Список літератури:

1. Самородов В. Б. Исследование свойств шагового электропривода как системы управления двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией / В. Б. Самородов, Н. А. Митцель // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 5/7 (70). – С. 52–58.
2. Рогов А. В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дисс. канд. техн. наук: 05.22.02. / Андрей Владимирович Рогов. – Х., 2006. – 168 с.
3. Бабаев О. М. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О. М. Бабаев, Л. И. Игнатов, Е. С. Кисточкин, Г. С. Соколов, В. А. Цветков. – Л. : Машиностроение, 1987.– 256 с.
4. Самородов В. Б., Митцель М. О. Система керування гідрооб'ємно-механічною трансмісією на базі крокового двигуна // Тези доповідей науково-практичної конференції з нагоди Дня автомобіліста і дорожника "Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту і експертизи автомобіля" Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я", 15-16 жовтня 2014 р., Харків. / Міністерство освіти і науки, ХНАДУ. – Харків: ХНАДУ, 2014. – С. 57–59.
5. Аврамов В. П. Гидрообъемные передачи в гидрообъемных трансмиссиях транспортных машин: Учебное пособие. / В. П. Аврамов, В. Б. Самородов – Х. : ХПИ, 1986. – 76 с.

#### References (transliterated)

1. Samorodov V. B. Yssledovanye svoistv shahovoho elektropyvoda kak systemy upravleniya dvukhpotochnoi hydroobemno-mekhanicheskoi transmyssyei [Study of the properties of a stepper electric drive as a control system for a two-flow hydrostatic-mechanical transmission] / V. B. Samorodov, N. A. Myttsel // Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnolohiy. – 2014. – № 5/7 (70). – S. 52–58.
2. Rohov A. V. Razvytye metodov rascheta system «dvyhatel – tarnsmyssyia» avtomobylei y traktorov [Development of methods for calculating the "engine-transmission" systems of cars and tractors]: dyss. kand. tekhn. nauk: 05.22.02. / Andrei Vladymyrovych Rohov. – Kh., 2006. – 168 s.
3. Babaev O. M. Obemnye hydromekhanicheskiye peredachy: Raschet y konstruyrovanye [Volumetric hydromechanical transmissions: Calculation and design] / O. M. Babaev, L. Y. Yhnatov, E. S. Kystochkyn, H. S. Sokolov, V. A. Tsvetkov. – L. : Mashynostroeny, 1987.– 256 s.
4. Samorodov V. B., Mittsel M. O. Systema keruvannya hidroobiemno-mekhanichnoiu transmissiieiu na bazi krokovoho dyvuhuna [The system of keruvannya with hydrostatic-mechanical transmission based on a rocker engine] // Tezy dopovidei naukovopraktychnoi konferentsii z nahody Dnia avtomobilista i dorozhnyka "Novitni tekhnolohii rozvytku konstruktсии, vyrobnytstva, ekspluatatsii, remontu i ekspertyzy avtomobilia" Informatsiini tekhnolohii: nauka, tekhnika, tekhnolohiia, osvita, zdorovia", 15-16 zhovtnia 2014 r., Kharkiv. / Ministerstvo osvity i nauky, KhNADU. – Kharkiv: KhNADU, 2014. – С. 57–59.
5. Avramov V. P. Hydroobъемные передачи v hydroobemnykh transmyssyiah transportnykh mashyn: Uchebnoe posobyе. [Hydrostatic transmissions in hydrostatic transmissions of transport vehicles: Tutorial] / V. P. Avramov, V. B. Samorodov – Kh. : KhPY, 1986. – 76 s.

*Надійшла (received) 10.11.2021 р.*

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Митцель Микола Олександрович (Митцель Николай Александрович, Mittsel Mykola)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0002-0722-7799>; e-mail: mittel\_nicholay@ukr.net

*М.А. ПОДРИГАЛО, А.А. КАШКАНОВ, В.С. ШЕЇН, О.В. КАСЬЯНЕНКО, В.В. УЖИК*

### **МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ФРИКЦІЙНИХ НАКЛАДОК ТРАКТОРНИХ ГАЛЬМ**

В роботі наведені результати дослідження щодо створення методики прогнозування довговічності фрикційних накладок тракторних гальмівних механізмів на стадії проектування. Враховується не тільки збільшення потужності двигуна і маси трактора, але також і встановлення більш удосконалених гальмівних механізмів. Завдяки розробленій методиці прогнозування довговічності фрикційних накладок тракторних гальмівних механізмів, обґрунтовано використання уніфікованих дискових гальм.

**Ключові слова:** трактор, гальмівні механізми, фрикційні накладки, прогнозування довговічність, самохідне шасі, надійність гальмівних систем, безпека руху тракторів.

*М.А. ПОДРИГАЛО, А.А. КАШКАНОВ, В.С. ШЕИН, А.В. КАСЬЯНЕНКО, В.В. УЖИК*

### **МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ФРИКЦИОННЫХ НАКЛАДОК ТРАКТОРНЫХ ТОРМОЗОВ**

В работе представлены результаты исследования по созданию методики прогнозирования долговечности фрикционных накладок тракторных тормозных механизмов на стадии проектирования. Учитывается не только увеличение мощности двигателя и массы трактора, но также установка более усовершенствованных тормозных механизмов. Благодаря разработанной методике прогнозирования долговечности фрикционных накладок тракторных тормозных механизмов, обосновано использование унифицированных дисковых тормозов.

**Ключевые слова:** трактор, тормозные механизмы, фрикционные накладки, прогнозирование долговечности, самоходное шасси, надежность тормозных систем, безопасность движения тракторов.

*M. PODRYHALO, A. KASHKANOV, V. SHEIN, O. KASIANENKO, V. UZHUK*

### **METHOD FOR PREDICTION OF DURABILITY OF FRICTION LININGS OF TRACTOR BRAKES**

The paper presents the results of a research on the creation of a methodology for predicting the durability of friction linings of tractor brake mechanisms at the design stage. Not only an increase in engine power and tractor weight is taken into account, but also the installation of more advanced brake mechanisms. Thanks to the developed method for predicting the durability of the friction linings of tractor brake mechanisms, the use of unified disc brakes is justified.

To solve the problem, the similarity theory was used, in which the most intense loading mode of the tractor brake mechanisms was modeled. As an indicator, the maximum work performed by the brakes until the friction linings are completely worn out was used. The results of estimating the resource of the friction linings of the tractor brake mechanisms under the most intense loading conditions were compared with the results of the calculation under the actual loading conditions.

**Key words:** tractor, brake mechanisms, friction linings, durability prediction, self-propelled chassis, reliability of brake systems, tractor traffic safety.

**Вступ.** При створенні нових моделей тракторів і тракторних самохідних шасі виникає проблема прогнозування довговічності фрикційних накладок гальмівних механізмів. Небезпека швидкого зношування фрикційних накладок виникає при встановленні більш потужного двигуна і збереженні серійної конструкції гальмівних механізмів.

#### **Аналіз останніх досягнень і публікацій.**

Прогнозування довговічності фрикційних накладок на етапі проектування тракторів і самохідних шасі має важливе значення. Методики розрахунку, які існують на даний час, оцінюють довговічність фрикційних накладок гальмівних механізмів за непрямими ознаками.

В якості показників та критеріїв використовується тиск в контактї фрикційних поверхонь [1–8], однак цей показник є статичним і не враховує кількість енергії, що поглинуто гальмами.

Для оцінки впливу енергії, що поглинуто, на довговічність фрикційних накладок в роботах [1–8] використовується показник – питома енергія тертя в контактї фрикційних накладок і контртіла. Однак у відомих літературних джерелах розглядається процес екстреного гальмування і не розглядаються службові гальмування.

Енергонавантаженню гальмівних механізмів при службових гальмуваннях присвячені роботи [9–12]. Однак в відомих роботах не представлено методів і методик прогнозування фрикційних накладок гальм на етапі проектування з урахуванням режимів навантаження при службових гальмуваннях.

**Мета та постановка задачі.** Метою дослідження є підвищення безпеки руху тракторів й тракторних самохідних шасі шляхом забезпечення надійності гальмівних систем за рахунок розробки методики прогнозування довговічності фрикційних накладок.

Для досягнення постановленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- визначити загальний підхід до створення методики прогнозування довговічності фрикційних накладок;
- провести моделювання найбільш навантаженого режиму роботи гальмівних механізмів;
- визначити довговічність фрикційних накладок перспективних самохідних шасі класу 0,6 і 1,4.

**Розробка методики прогнозування довговічності фрикційних накладок тракторних гальм.** На даний час, при проектуванні гальмівних механізмів, оцінка довговічності фрикційних накладок виконується по відношенню найбільшій роботі тертя, що поглинена гальмом, к площі його поверхні тертя. Однак такий підхід не дає можливості виконувати порівняння довговічності накладок, що мають однакову площу поверхні тертя, але відрізняються товщиною. Очевидно, що більш точним показником який характеризує довговічність фрикційних накладок, може бути енергія, що поглинається гальмом до заміни гальмівних колодок. Необхідність заміни гальмівних колодок визначається граничним зносом фрикційних накладок. Знаючи енергію, що поглинається гальмом за одне гальмування повністю завантаженої машини (автомобіля чи трактора) від максимальної швидкості до повної зупинки, можливо розрахувати кількість умовних екстрених гальмувань, а надалі виконувати порівняння довговічності фрикційних накладок різних гальмівних механізмів, що розглядаються для встановлення на машину яка проектується. Кількість умовних гальмувань

$$n_{yz} = \frac{W_{гран}}{W_{eg}}, \quad (1)$$

де  $W_{гран}$  – гранична енергія, що поглинається гальмом до заміни гальмівних колодок;

$W_{eg}$  – енергія одного екстреного гальмування максимально завантаженої машини, що поглинається гальмівним механізмом який розглядається.

Розглянемо стрічкове гальмо. Гальмівний момент стрічкового гальма

$$M_z = S_1 [\exp(\mu\alpha_n) - 1] \cdot r_{\sigma}, \quad (2)$$

де  $S_1$  – зусилля у збігаючій частині гальмівної стрічки (рис. 1);

$\mu$  – коефіцієнт тертя між фрикційною накладкою та гальмівним барабаном;

$r_{\sigma}$  – радіус гальмівного барабану;

$\alpha_n$  – кут обхвату гальмівної стрічки.

Тиск на фрикційну накладку в точці, що знаходиться на радіусі, який проходить під кутом  $\alpha$  до вісі 0-0' (рис. 1)

$$p = \frac{M_z}{b_n \cdot r_{\sigma}^2} \cdot \frac{\exp(\mu\alpha)}{\exp(\mu\alpha_n) - 1}, \quad (3)$$



де  $b_n$  – ширина фрикційної накладки.

Максимальний тиск виникає в точці початку контакту набігаючої гілки з барабаном

$$p_{\max} = \frac{M_z}{b_n \cdot r_o^2} \cdot \frac{1}{1 - \exp(-\mu\alpha_n)} \quad (4)$$

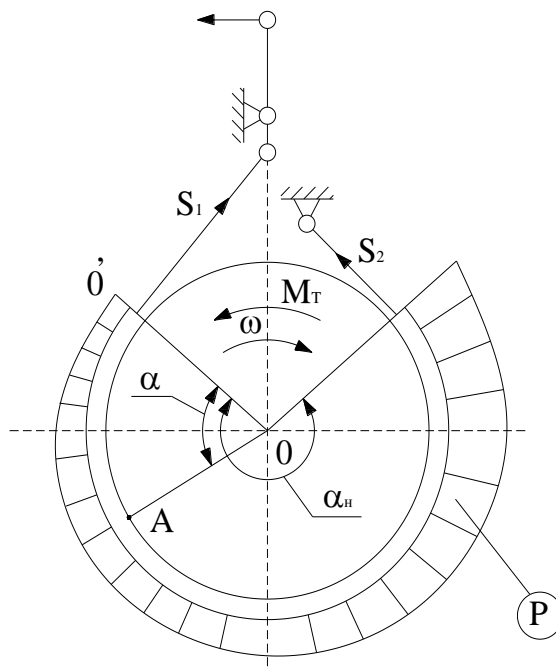


Рис. 1 – Розподіл тиску по поверхням тертя стрічкового гальма

Швидкість ковзання в контакті фрикційних поверхонь однакова в усіх точках. Тому максимальна питома робота тертя, а відповідно, і максимальний знос буде мати місце лише в точці з максимальним тиском. Таким чином, граничний знос в точці, що вказана, і буде визначати довговічність стрічки.

Геометричний знос накладки у будь-якій точці (приймаючи його пропорційним роботі тертя)

$$x = \int_0^t p \cdot r_o \cdot \omega \cdot \mu \cdot m_3 \cdot dt, \quad (5)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість гальмівного барабану;

$m_3$  – коефіцієнт пропорційності, що характеризує зношування конкретних фрикційних матеріалів;

$t$  – час.

З урахуванням (3) отримаємо

$$x = \frac{\mu \cdot m_3}{b_n \cdot r_o} \cdot \frac{\exp(\mu\alpha)}{\exp(\mu\alpha_n) - 1} \cdot \int_0^t M_z \cdot \omega \cdot dt. \quad (6)$$

У виразі (6)

$$dt = \int_0^t M_z \cdot \omega \cdot dt = W, \quad (7)$$

де  $W$  – енергія, що поглинається гальмом за проміжок часу від 0 до  $t$ .

Підставляючи (7) в (6), отримуємо

$$x = \frac{\mu \cdot m_3}{b_n \cdot r_{\delta}} \cdot \frac{\exp(\mu \cdot \alpha)}{\exp(\mu \alpha_n) - 1} \cdot W. \quad (8)$$

Приймаючи  $x_{max} = H_{10}$  і  $\alpha = \alpha_n$ , знаходимо граничну енергію, яку може поглинути гальмо до заміни гальмівної стрічки

$$W_{гран} = \frac{H_{10} \cdot b_n \cdot r_{\delta}}{\mu \cdot m_3} [1 - \exp(-\mu \alpha_n)], \quad (9)$$

де  $H_{10}$  – початкова товщина фрикційної накладки.

Розглянемо барабанне гальмо. Тиск на поверхні тертя барабанного гальма

$$p = \begin{cases} \frac{P}{r_{\delta} \cdot \beta_n \cdot b_n} \cdot \frac{a+c}{c-\mu e} & (10) \\ \frac{P}{r_{\delta} \cdot \beta_n \cdot b_n} \cdot \frac{a+c}{c+\mu e} & (11) \end{cases}$$

де  $\beta_n$  – кут обхвату фрикційною накладкою барабана;  
 $a, c, e$  – відомі геометричні параметри барабанного гальма;  
 $P$  – зусилля, що утворюється гальмівним приводом.

Визначаючи  $P$  через  $M_z$ , отримуємо

$$P = \frac{M_z}{r_{\delta}^2 \cdot \mu \cdot \beta_n \cdot b_n}, \quad (12)$$

як для колодки, що затягується, так і для колодки, що віджимається.

Після підстановки (12) в (5) і, враховуючи, що  $x_{max} = H_{10}$ , отримуємо для колодок барабанного гальма

$$W_{гран} = \frac{H_{10} \cdot r_{\delta} \cdot \beta_n \cdot b_n}{m_3}. \quad (13)$$

Порівнюючи між собою (9) і (13), можна визначити узагальнене рівняння граничної поглиненої енергії у вигляді

$$W_{гран} = \frac{H_{10} \cdot R_z}{m_3} \cdot Q_4 \left[ 1 - \exp\left(\frac{Q_2}{Q_5} \cdot \mu\right) \right], \quad (14)$$

де  $Q_2, Q_4, Q_5$  – коефіцієнти (див. табл. 1);

$R_z$  – габаритний радіус ротора гальмівного механізму.

Таблиця 1 – Коефіцієнти  $Q_1, Q_4, Q_5$

Тип гальмівного механізму	Коефіцієнти		
	$Q_2$	$Q_4$	$Q_5$
стрічковий	$\alpha_n$	$b_n / \mu$	1
дисковий	$\mu_1 \cdot z \cdot \frac{K_R + 1}{2K_R}$	$\frac{2\pi \cdot R_n \cdot (K_R - 1) \cdot K_{63}}{\mu \cdot \mu_1 \cdot K_R \cdot (K_R + 1)}$	1
барабанний	$e/c$	$b_n \cdot \beta_n$	0

В таблиці 1 використовуються наступні позначення:

$\mu_1$  – коефіцієнт тертя опорних поверхонь гальмівних дисків по напрямних;

$z$  – кількість поверхонь тертя;

$K_R$  – співвідношення зовнішнього  $R_{зовн}$  і внутрішнього  $R_{вн}$  радіусів тертя фрикційних пар дискового гальма

$$K_R = R_{зовн} / R_{вн}. \quad (15)$$

Для декількох паралельних пар тертя в гальмівному механізмі (14) вираз приймає вигляд

$$W_{гран} = \sum_{j=1}^{m_n} \frac{H_{10j} \cdot R_{zj}}{m_{3j}} \cdot Q_{4j} \cdot \left[ 1 - \exp\left(-\frac{Q_{2j}}{Q_{5j}} \mu_j\right) \right], \quad (16)$$

де  $m_n$  – число паралельних фрикційних пар.

Напрацювання до відмови вузлів і деталей гальм (у тому числі і фрикційних накладок) вимірюються у годинах роботи. Загальний час гальмування (час «чистої» роботи) можна визначити як

$$h_n = T_{ez} \cdot n_{ez}, \quad (17)$$

де  $T_{ez}$  – час екстреного гальмування;

$$T_{ez} \cong \frac{V_{max}}{m_x \cdot \varphi \cdot g}; \quad (18)$$

$n_{ez}$  – кількість екстрених гальмувань;

$V_{max}$  – максимальна (початкова) швидкість руху машини, м/с;

$m_x$  – коефіцієнт використання зчепної ваги машини при гальмуванні;

$\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

У реальних умовах експлуатації гальмування колісних машин відбувається з різною частотою та інтенсивністю. Вони виконуються при різних вагових навантаженнях (комплектаціях) на дорогах з різним коефіцієнтом зчеплення. На рис. 2 зображена зміна швидкості машини у залежності від часу роботи. Поглинання енергії гальмами відбувається на ділянках, що заштриховано. При цьому можна казати про середню потужність, що поглинається гальмами за термін служби фрикційних накладок. У випадку встановлення двох однакових гальмівних механізмів на одну вісь машини

$$\bar{N}_{тр.д} = \frac{W_{гран}}{h_n \cdot 1800}, \text{ Вт.} \quad (19)$$

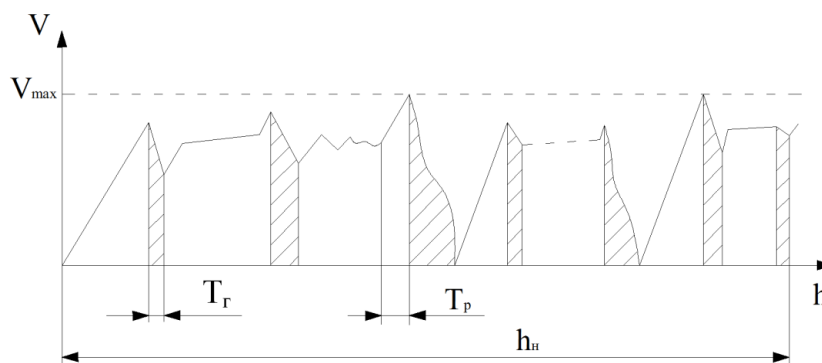


Рис. 2 – Зміна швидкості руху машини за часом:  $h$  – час роботи;  $h_n$  – напрацювання машини до повного зносу накладок (ресурс накладок)

Можна припустити, що залежність  $V=V(h)$  має періодичність зміни, а, відповідно, середня потужність тертя, що реалізується, при достатньо великій величині  $h$  буде мати такі ж значення, як і за увесь термін служби фрикційної накладки.

При проектуванні перспективних машин на базі тих, що серійно випускаються і встановлення на них нових конструкцій гальмівних механізмів, виникає необхідність проведення орієнтувального розрахунку ресурсу фрикційних накладок по критерію зношування. Це дозволяє на стадії проектування виконувати вибір найбільш раціональної конструкції гальма та визначити періодичність заміни гальмівних колодок.

Припустимо, що існує найбільш напружений у відношенні гальмівної системи режим роботи машини, при якому забезпечується реалізація максимальної потужності тертя в гальмівних механізмах. Між двома послідовними гальмуваннями (при найбільшій частоті їх повторення) потрібен деякий мінімальний проміжок часу для розгону машини. Припустимо, що існує такий інтервал швидкості руху машини від  $V_1$  до  $V_2$  ( $V_1 > V_2$ ), при розгоні і гальмуванні в якому реалізується максимальна середня потужність тертя (рис. 3).

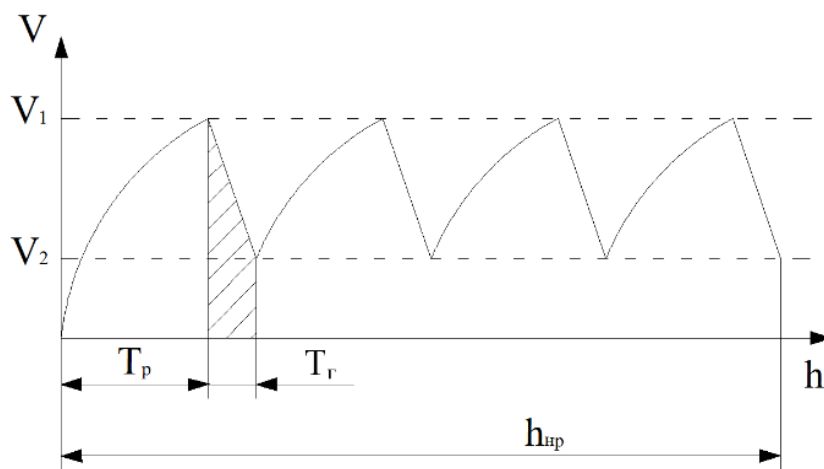


Рис. 3 – Найбільш напружений (розрахунковий) режим роботи гальм

При циклограмі зміни швидкості руху, що представлена на рис. 3, середня потужність тертя, що розвивається за весь термін служби накладок  $h_{нр}$  буде такою ж як і за час  $T_p + T_z$

$$\bar{N}_{нр.д} = \frac{W_{гран}}{h_{нр} \cdot 1800} = \frac{M_{заг} \cdot (V_1^2 - V_2^2)}{2 \cdot (T_p + T_z)}, \quad (20)$$

де  $h_{нр}$  – ресурс фрикційної накладки при розрахунковому режимі навантаження;

$T_p, T_z$  – час розгону і гальмування машини, відповідно.

У рівнянні (20) час гальмування можливо визначити як

$$T_z = \frac{V_1 - V_2}{m_x \cdot \varphi \cdot g}. \quad (21)$$

При визначенні часу розгону машини від швидкості  $V_2$  до швидкості  $V_1$  необхідно врахувати динамічні характеристики машини, що проектується. На прикладі колісного трактора, що має можливість розганятися з місця на кожній передачі, розглянемо розгін на вищій транспортній передачі.

Ефективна потужність дизельного двигуна, як відомо, при повній подачі палива визначається за формулою Лейдермана Р. В.

$$N_e = N_{e\max} \left( 0,5 \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + 1,5 \cdot \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} - \frac{\omega_e^3}{\omega_N^3} \right), \quad (22)$$

де  $N_e$  – поточне значення ефективної потужності;

$N_{e\max}$  – максимальне значення ефективної потужності;

$\omega_N$  – кутова швидкість колінчастого вала при максимальній потужності  $N_{e\max}$ ;

$\omega_e$  – поточне значення кутової швидкості колінчастого вала.

Ефективний крутний момент двигуна

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_N} = \frac{N_{e\max}}{\omega_N} \left( 0,5 + 1,5 \frac{\omega_e}{\omega_N} - \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} \right). \quad (23)$$

Враховуючи, що

$$\omega_e = u_{mp.s} \cdot V / r_{K2}, \quad (24)$$

де  $u_{mp.s}$  – передавальне відношення трансмісії на вищій передачі;

$r_{K2}$  – кінематичний радіус задніх ведучих коліс,

отримаємо

$$M_e = B_1 + B_2 V - B_3 V^2, \quad (25)$$

де

$$B_1 = \frac{0,5 N_{e\max}}{\omega_N}; \quad (26)$$

$$B_2 = \frac{1,5 N_{e\max}}{\omega_N^2} \cdot \frac{u_{mp.s}}{r_{K2}}; \quad (27)$$

$$B_3 = \frac{N_{e\max}}{\omega_N^3} \cdot \frac{u_{mp.s}^2}{r_{K2}^2}. \quad (28)$$

При відносно малих швидкостях руху ( $V_{max} < 30$  км/год), що є характерним для колісних тракторів, опором повітряного середовища можна знехтувати. Динамічний фактор в цьому випадку

$$D = \frac{u_{mp.s} \cdot \eta_{mp}}{G_{повн} \cdot r_{K2}} (B_1 + B_2 V - B_3 V^2), \quad (29)$$

де  $\eta_{mp}$  – ККД трансмісії;

$G_{повн}$  – повна вага машини.

Знехтуючи впливом інерційних мас двигуна і трансмісії, визначимо лінійне прискорення машини

$$\frac{dV}{dt} = (D - \psi_c) g = \left[ \frac{u_{mp.s} \cdot \eta_{mp}}{G_{повн} \cdot r_{K2}} (B_1 + B_2 V - B_3 V^2) - \psi_c \right], \quad (30)$$

де  $\psi_c$  – сумарний коефіцієнт дорожнього опору.

Вирішуючи диференціальне рівняння зі змінними, що розділяються, та враховуючи граничні умови інтегрування, отримаємо

$$T_p = \frac{G_{повн} \cdot r_{K2}}{u_{тр.в} \cdot \eta_{тр} \cdot g \cdot \sqrt{B_2^2 + 4B_3C}} \times \ln \left[ \frac{\sqrt{B_2^2 + 4B_3C} + 2B_3V_1 - B_2}{\sqrt{B_2^2 + 4B_3C} - 2B_3V_1 + B_2} \cdot \frac{\sqrt{B_2^2 + 4B_3C} - 2B_3V_2 + B_2}{\sqrt{B_2^2 + 4B_3C} + 2B_3V_2 - B_2} \right], \quad (31)$$

де

$$C = B_1 - \frac{\psi_c \cdot G_{повн} \cdot r_{K2}}{u_{тр.в} \cdot \eta_{тр}}. \quad (32)$$

Підставляючи вирази (31), (21) в (20) можна розрахувати величини  $\bar{N}_{тр.р}$  для серійної (самохідного шасі Т-16МГ) та перспективної машини (СШ28) у залежності від швидкостей  $V_1$  і  $V_2$  ( $V_1 > V_2$ ).

В якості прикладу розглянемо розрахунок довговічності сухих дискових гальм закритого типу з кульовим розтиском, що пройшли випробування на тракторному самохідному шасі СШ28. В якості базових візьмемо стрічкові гальмові механізми самохідного шасі Т-16МГ, що серійно виготовляються. Вихідні дані для розрахунку наведені у таблиці 2.

Таблиця 2 – Вихідні дані для розрахунку

Параметри	Самохідні шасі	
	Т-16МГ	СШ28
$N_{емах}, \text{Вт}$	18382	22058
$\omega_N, \text{с}^{-1}$	188	209
$u_{тр.в}$	17,074	17,074
$r_{K2}, \text{м}$	0,590	0,567
$G_{повн}, \text{Н}$	27842	30135
$\eta_{тр}$	0,945	0,917
$\psi_c$	0,025	0,025
$B_1, \text{Н} \cdot \text{м} / \text{с}^2$	48,9	52,8
$B_2, \text{Н} / \text{с}^3$	45,2	45,6
$B_3, \text{Н} / (\text{с}^2 \cdot \text{м})$	6,95	6,6
$C, \text{Н} \cdot \text{м} / \text{с}^2$	23,4	25,5

Розрахунок значень  $\bar{N}_{тр.р}$  в залежності від величини  $V_1$  і  $V_2$  для серійного Т-16МГ та перспективного самохідного шасі СШ28 наведено у вигляді графіків (рис. 4, рис. 5).

Аналіз графіків (рис. 4, рис 5) показує, що максимально можлива середня потужність тертя становить: для Т-16МГ –  $\bar{N}_{тр.р} = 8,70$  кВт, а для СШ28 –  $\bar{N}_{тр.р} = 10,0$  кВт. Ця максимальна середня потужність тертя реалізується при постійній швидкості руху самохідного шасі на рівні  $V = 5$  м/с (18 км/год) – для Т-16МГ і  $V = 5,5$  м/с (19,8 км/год) – для СШ28.

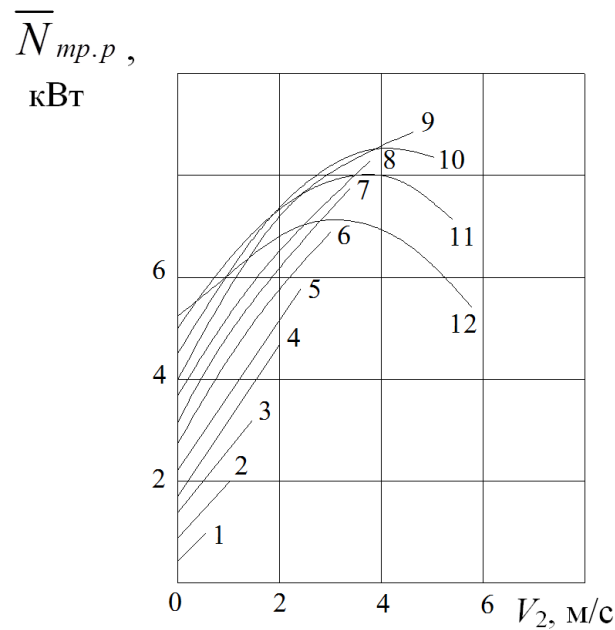


Рис. 4 – Залежність  $\bar{N}_{тр.р}$  від початкової  $V_1$  та кінцевої швидкості  $V_2$  гальмування для Т-16МГ при  $V_1$  яка дорівнює: 1 – 1 м/с; 2 – 1,5 м/с; 3 – 2 м/с; 4 – 2,5 м/с; 5 – 3 м/с; 6 – 3,5 м/с; 7 – 4 м/с; 8 – 4,5 м/с; 9 – 5 м/с; 10 – 5,5 м/с; 11 – 6 м/с; 12 – 6,5 м/с

Визначимо граничні енергії, які здатні поглинути стрічкові та закриті дискові гальмівні механізми сухого тертя. Результати розрахунку наведені у таблиці 3.

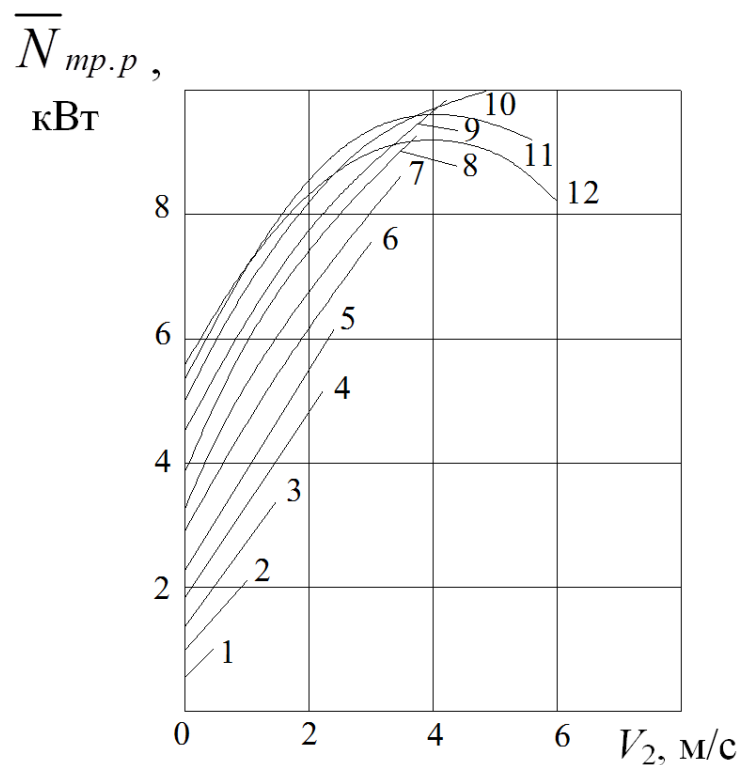


Рис. 5 – Залежність  $\bar{N}_{тр.р}$  від початкової  $V_1$  та кінцевої швидкості  $V_2$  гальмування для СШ28 при  $V_1$  яка дорівнює: 1 – 1 м/с; 2 – 1,5 м/с; 3 – 2 м/с; 4 – 2,5 м/с; 5 – 3 м/с; 6 – 3,5 м/с; 7 – 4 м/с; 8 – 4,5 м/с; 9 – 5 м/с; 10 – 5,5 м/с; 11 – 6 м/с; 12 – 6,5 м/с

Таблиця 3 – Розрахунок граничної енергії, що поглинається гальмівними механізмами

Параметри	Гальмівні механізми	
	Стрічковий (Т-16МГ)	Закритий дисковий (СШ28)
фрикційний матеріал	стрічка ЛАТ-2 ГОСТ 1198-78	НСФ-3, НСФ-6 ГОСТ 1786-80
$m_u, \text{м}^3/\text{Дж}$	$2,144 \cdot 10^{-14}$	$3,41 \dots 3,77 \cdot 10^{-14}$
$H_{10}, \text{м}$	0,002*	0,0045
$b_n, \text{м}$	0,06	–
$r\sigma; R_n, \text{м}$	0,085	0,08
$\mu$	0,35	0,35
$\mu_1$	–	0,15
$\alpha_n, \text{рад}$	5,2	$2\pi$
$R_{вн}, \text{м}$	–	0,05
$z$	–	4
$K_R$	–	1,6
$W_{гран}, \text{Дж}$	$1139 \cdot 10^6$	$4961 \cdot 10^6$

\* – вказано значення максимально припустимого зносу накладки

За даними заводу-виробника (ХЗТСШ) відомо, що гальмівна стрічка до заміни при граничному зносі напрацьовує  $h_n = 3000$  год.

Тоді

$$\bar{N}_{тр.д} = \frac{1139 \cdot 10^6}{3000 \cdot 1800} = 211 \text{ кВт.}$$

Порівнюючи  $\bar{N}_{тр.д}$  та  $\bar{N}_{тр.р}$  для самохідного шасі Т-16МГ, можна знайти коефіцієнт переходу від розрахункового до дійсного режиму навантаження

$$K_{пер} = \frac{\bar{N}_{тр.р}}{\bar{N}_{тр.д}}. \quad (33)$$

Цей коефіцієнт враховує відхилення від розрахункових значень наступних факторів:

- кількості гальмувань за 1 годину роботи та інтервалу часу між двома послідовними гальмуваннями;
- інтенсивності гальмування;
- дорожніх умов.

Коефіцієнт  $K_{пер}$  мало залежить від конструкції самохідного шасі та його гальмівних механізмів, а визначається зовнішніми експлуатаційними умовами, які однакові для серійної та перспективної машин.

Аналізуючи залежності (19), (20) і (33), отримаємо для серійної машини

$$K_{пер} = h'_n / h''_{нр}, \quad (34)$$

де

$$h'_{нр} = \frac{W'_{гран}}{1800 \cdot N'_{тр.р}}, \text{ год}; \quad (35)$$

$$h''_n = K_{пер} \frac{W''_{гран}}{\bar{N}''_{тр.р} \cdot 1800} = \frac{\bar{N}'_{тр.р}}{\bar{N}'_{тр.д}} \cdot \frac{W''_{гран}}{\bar{N}''_{тр.р} \cdot 1800}, \quad (36)$$

де  $\bar{N}'_{тр.р}$ ,  $\bar{N}'_{тр.д}$  – розрахункова і дійсна середні потужності тертя для серійного самохідного шасі;



$\bar{N}_{mp.p}''$  – розрахункова середня потужність тертя перспективної машини;

$W_{гран}''$  – гранична енергія, що поглинається гальмівними механізмами перспективного самохідного шасі.

Таким чином, ресурс закритих дискових гальм встановлених на самохідному шасі СШ28 становить

$$h_n'' = \frac{8700}{211} \cdot \frac{4961 \cdot 10^6}{10000 \cdot 1800} = 11364 \text{ год.}$$

Застосована методика дозволяє на стадії проектування оцінювати довговічність фрикційних накладок і визначати періодичність заміни гальмівних колодок.

Ми розглянули випадок, що відноситься до постійної компоновки завантаженої машини. Для змінних параметрів слід використовувати еквівалентне значення середньої потужності тертя, яка може визначатися наступною залежністю:

$$\left(\bar{N}_{mp.p}'\right)_{екв} = \sum_{i=1}^{n_k} \alpha_i \cdot \bar{N}_{mp.p.i}', \quad (37)$$

де  $\bar{N}_{mp.p.i}'$  – розрахункова середня потужність тертя за  $i$  – ої комплектації машини;

$\alpha_i$  – доля роботи машини за  $i$  – ої комплектації;

$n_k$  – кількість можливих комплектацій.

**Висновки.** 1. В результаті проведеного дослідження розроблено методику прогнозування довговічності фрикційних накладок тракторних гальм.

2. Використання розглянутої методики дозволило прогнозувати довговічність фрикційних накладок гальм перспективного самохідного шасі СШ28, що становить  $h_n = 11364$  год на відміну від накладок серійного шасі, довговічність яких становить  $h_n = 3000$  год.

3. Використання цієї методики на кафедрі технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ при проектуванні самохідних шасі СШ26 і СШ50, відповідно, дозволило обґрунтувати використання уніфікованих дискових гальм. При встановленні на СШ26 (потужність двигуна 26 кВт) довговічність фрикційних накладок становить 13994 год, а на СШ50 ( $N_{e \max} = 47.5$  кВт) – 7741 година.

#### Список літератури:

1. Бобров Я. А. Повышение энергоёмкости тормозных механизмов колесных тракторов классов 0,6...1,4: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.03/Харьк. гос. авт.-дорож. техн. ун-т. Харьков, 1994. 24 с.
2. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / Н. А. Бухарин. М. - Л.: Машгиз, 1950. 292 с.
3. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / [Генбом Б. Б., Гудз Г. С., Демьянюк В. А. и др.]; под ред. Б. Б. Генбома. Львів: Вища школа, 1974. 234 с.
4. Розанов В. Г. Торможение автомобиля и автопоезда. / В. Г. Розанов. М.: Машиностроение, 1964. 243 с.
5. Бухарин Н. А. Автомобили / Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Щукин. Л.: Машиностроение, 1973. 504 с.
6. Александров М. П. Тормозные устройства в машиностроении / М. П. Александров. М.: Машиностроение, 1965. 676 с.
7. Александров М. П. Тормоза подъёмно-транспортных машин / М. П. Александров. М. Машиностроение, 1976. 333 с.
8. Тормозные устройства. Справочник / М. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеев, М. В. Новожилов. М.: Машиностроение, 1985. 216 с.
9. Тарасов Ю. В. Улучшение эксплуатационных свойств легковых автомобилей совершенствованием методов выбора тормозных колодок: Автореф. дис... канд. техн. наук / Харьк. нац. авт.-дорож. ун-т. Харьков, 2007. 22 с.

10. Туренко О. И. Підвищення стійкості, керованості та функціональної стійкості легкових автомобілів при службових гальмуваннях: Автореф. дис... канд. техн. наук / Харьковський національний техн. ун-т сільськогосподарства ім. Петра Василенка. Харків, 2018. 20 с.
11. Kraus H. Entwicklung stenden zen heutiger Kraftfahrzeug – Kupplungen “Automobiltechn. Z.”, №9. 1969.
12. Оптимально конструйоване на дисково-челистини спіранки при повторюючи и кратковременни режими и неполна информация. Боїнов Борис, Павлова Роза, Стоянов Стоян. «Машиностроене», 1981, 30, №9. С. 409-410.

#### References (transliterated):

1. Bobrov YA. A. Povysheniye energoyomkosti tormoznykh mekhanizmov kolesnykh traktorov klassov 0,6...1,4: Avtoref. dis... kand. tekhn. nauk: 05.05.03/Khar'k. gos. avt.-dorozh. tekhn. un-t. Khar'kov, 1994. 24 s.
2. Bukharin N. A. Tormoznyye sistemy avtomobiley / N. A. Bukharin. M. - L.: Mashgiz, 1950. 292 s.
3. Voprosy dinamiki tormozheniya i teorii rabochikh protsessov tormoznykh sistem avtomobiley / [Genbom B. B., Gudz G. S., Dem'yanyuk V. A. i dr.]; pod red. B. B. Genboma. L'viv: Vishcha shkola, 1974. 234 s.
4. Rozanov V. G. Tormozheniye avtomobilya i avtopoyezda. / V. G. Rozanov. M.: Mashinostroyeniye, 1964. 243 s.
5. Bukharin N. A. Avtomobili / N. A. Bukharin, V. S. Prozorov, M. M. Shchukin. L.: Mashinostroyeniye, 1973. 504 s.
6. Aleksandrov M. P. Tormoznyye ustroystva v mashinostroyenii / M. P. Aleksandrov. M.: Mashinostroyeniye, 1965. 676 s.
7. Aleksandrov M. P. Tormoza pod"yomno-transportnykh mashin / M. P. Aleksandrov. M. Mashinostroyeniye, 1976. 333 s.
8. Tormoznyye ustroystva. Spravochnik / M. P. Aleksandrov, A. G. Lysyakov, V. N. Fedoseyev, M. V. Novozhilov. M.: Mashinostroyeniye, 1985. 216 s.
9. Tarasov YU. V. Uluchsheniye ekspluatatsionnykh svoystv legkovykh avtomobiley sovershenstvovaniyem metodov vybora tormoznykh kolodok: Avtoref. dis... kand. tekhn. nauk / Khar'k. nats. avt.-dorozh. un-t. Khar'kov, 2007. 22 s.
10. Turenko O. Y. Pidvyshchennya stiykosti, kerovanosti ta funktsional'noyi stiykosti lehkovykh avtomobiliv pry sluzhbovykh hal'muvannyakh: Avtoref. dys... kand. tekhn. nauk / Khar'kovs'kyi natsional'nyy tekhn. un-t sil's'koho hospodarstva im. Petra Vasylenka. Kharkiv, 2018. 20 s.
11. Kraus H. Entwicklung stenden zen heutiger Kraftfahrzeug – Kupplungen “Automobiltechn. Z.”, №9. 1969.
12. Optimal'no konstruirane na diskovo-chelistini spiranki pri povtoryashti i kratkovremenni rezhimi i nepolna informatsiya. Boїnov Boris, Pavlova Roza, Stoyanov Stoyan. «Mashinostroene», 1981, 30, №9. S. 409-410.

Надійшла (received) 01.11.2022 р.

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Подригало Михайло Абович (Подригало Михаил Абович, Podryhalo Mykhailo)** – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: pmikhab@gmail.com.

**Каішканов Андрій Альбертович (Каішканов Андрей Альбертович, Kashkanov Andrei)** – доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, директор інституту докторантури та аспірантури, м. Вінниця, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3294-6135>; e-mail: a.kashkanov@gmail.com.

**Шейн Віталій Сергійович (Шейн Виталий Сергеевич, Shein Vitalii)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9282-0190>; e-mail: sheinvitalis@gmail.com.

**Касьяненко Олексій Віталійович (Касьяненко Алексей Витальевич, Kasianenko Oleksii)** – магістрант кафедри технології машинобудування та ремонту машин факультету транспортних систем, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна; e-mail: akasjan47@gmail.com.

**Ужик Валерій Владиславович (Ужик Валерий Владиславович, Uzhyk Valerii)** – магістрант кафедри технології машинобудування та ремонту машин факультету транспортних систем, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна; e-mail: dragon79130@gmail.com.

***М.А. ПОДРИГАЛО, В.М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, В.М. ШЕВЦОВ***

## **ПРИНЦИПИ РАЦІОНАЛЬНОГО АГРЕГАТУВАННЯ ТРАКТОРНИХ САМОХІДНИХ ШАСІ**

В статті розглянуто оптимальне розташування навісної машини на рамі самохідного шасі для раціонального використання тягово-зчіпних властивостей машино-тракторного агрегату. Визначені критерії їх раціонального агрегування з урахуванням умов виконання відповідних агротехнічних вимог. Надані рекомендації перевірки можливості агрегування його з конкретною навісною машиною. Теоретично та експериментально доведено, що трактор класичного компонування поступається тракторному самохідному шасі аналогічної маси та потужності по тягово-зчіпним якостям, паливній економічності, прохідності, керованості, маневреності, стійкості та низкою інших параметрів та не має можливості міжосьового навішування. Різні компоувальні схеми, перерозподіл нормальних реакцій по осях та специфіка силового впливу відрізняють тягову динаміку ТСШ від тягової динаміки трактора

**Ключові слова:** тракторне самохідне шасі, агрегування, рама, навісне обладнання.

***М.А. ПОДРИГАЛО, В.Н. КРАСНОКУТСКИЙ, В.М. ШЕВЦОВ***

## **ПРИНЦИПЫ РАЦИОНАЛЬНОГО АГРЕГАТИРОВАНИЯ ТРАКТОРНЫХ САМОХОДНЫХ ШАССИ**

В статье рассмотрено оптимальное расположение навесной машины на раме самоходного шасси для рационального использования тягово-сцепных свойств машинотракторного агрегата. Определены критерии их оптимального агрегатирования с учетом условий выполнения соответствующих агротехнических требований. Предоставлены рекомендации по проверке возможности агрегатирования его с конкретной навесной машиной. Теоретически и экспериментально доказано, что трактор классической компоновки уступает самоходному тракторному шасси аналогичной массы и мощности по тягово-сцепным качествам, топливной экономичности, проходимости, управляемости, маневренности, устойчивости и ряду других параметров и не имеет возможности межосевого навешивания. Различные компоновочные схемы, перераспределение нормальных реакций по осям и специфика силового воздействия отличают тяговую динамику ТСШ от тяговой динамики трактора

**Ключевые слова:** самоходное тракторное шасси, агрегатирование, рама, навесное оборудование.

***M. PODRYHALO, V.KRASNOKUTSKIY, V. SHEVTSOV***

## **PRINCIPLES OF RATIONAL AGGREGATION OF TRACTOR SELF-PROPELLED CHASSIS**

The article considers the optimal location of the mounted machine on the frame of the self-propelled chassis for the rational use of traction and coupling properties of the machine-tractor unit. The criteria of their optimal aggregation are determined taking into account the conditions of fulfillment of the corresponding agrotechnical requirements. Recommendations for checking the possibility of aggregating it with a specific attachment are provided. Theoretically and experimentally it is proved that the tractor of classical layout is inferior to self-propelled tractor chassis of similar weight and power in traction, fuel economy, passability, controllability, maneuverability, stability and a number of other parameters and has no possibility of axle suspension. Different layout schemes, redistribution of normal reactions along the axes and the specifics of the force action distinguish the traction dynamics of TSSH from the traction dynamics of the tractor

**Keywords:** self-propelled tractor chassis, aggregation, frame, attachments.

**Вступ.** Проведений моніторинг машин, які агрегуються з ТСШ [1], показав, що в різних сферах діяльності розроблені та застосовуються більш двохсот агрегатів. Вони використовуються як транспортно - навантажувальні машини, будівельні та дорожні машини, машини для комунального господарства [7], машини для обробки ґрунту, посіву, внесення добрив та захист рослин, прибирання трав і силосних культур, обробки, прибирання та післязбиральна обробка картоплі, овочевих і баштанних культур [6], закладення і нагляду за

багаторічними насадженнями, прибирання, післязбиральної обробки і зберігання продукції, машини для тваринництва, машини для теплиць.

У кожному конкретному випадку важливо вибирати раціональне розташування навісної машини на рамі самохідного шасі. Це дозволяє краще використовувати тягово-зчіпні властивості агрегату. Остаточним критерієм раціонального агрегування є тяговий ККД агрегату умови виконання відповідних агротехнічних вимог [8].

Стосовно до універсального ТСШ така постановка питання означає лише перевірку можливості агрегування його з конкретною навісною машиною, оскільки використання універсальної задньої навіски вирішує цю задачу однозначно.

Складене самохідне шасі може бути обладнане навісними системами для заднього, міжосьового і переднього навішувань сільгоспмашин і знарядь [2,4].

Самохідне шасі з передньою і задньою навісними системами. Оглядовість робочих органів навісних машин може бути забезпечена і при фронтальному навішуванні машин на самохідному шасі з зсунутим до передньої вісі робочим місцем [4].

Відмінною особливістю такого компонування є розміщення робочого місця і силової передачі в міжосьовій зоні і наявність двох навісних систем, розташованих спереду і ззаду самохідного шасі. Розподіл ваги між передніми і задніми колесами створює запас вантажопідйомності шин переднього і заднього моста, який використовується для навішування машин спереду і ззаду. Двигун і силова передача розташовані за кабіною, в нижній частині міжвісьової зони, не перешкоджаючи, таким чином, оглядовості машин, навішених ззаду. Крім того, нижнє розміщення двигуна і силової передачі дозволяє встановлювати в міжвісьовій зоні різного роду ємності, необхідні для виконання польових і транспортних робіт. Необхідний дорожній просвіт забезпечується розміщенням двигуна в площині, близькій до горизонтальної. Оскільки міжосьова зона в цьому випадку має допоміжне значення для агрегування, то вона скорочена за рахунок зменшення бази, сприяючи тим самим поліпшенню оглядовості машин, що навішуються спереду і ззаду, і маневреності агрегату.

Наявність двох навісних систем в зоні оглядовості тракториста створює передумови для застосування суміщених операцій, що і передбачається системою машин і схемою агрегування цього шасі. Разом з тим, навішування збиральних машин на таке шасі ускладнене через обмежену міжосьову зону навішування, в зв'язку з чим їх, як правило, виконують причіпними.

Особливості розміщення навісних машин і знарядь на самохідному шасі

У кожному конкретному випадку важливо вибирати раціональне розташування навісної машини на рамі ТСШ. Це дозволяє краще використовувати тягово-зчіпні властивості агрегату. Остаточним критерієм раціонального агрегування є тяговий ККД агрегату за умови виконання відповідних агротехнічних вимог.

Деякі фахівці пропонують оцінювати конструктивне виконання агрегату насамперед за ступенем відповідності його максимально можливого тяговому ККД, що забезпечує найбільшу продуктивність і економічність виробничого процесу. Практично це виконати неможливо, оскільки в дійсності ми маємо справу з реальними конструкціями, які накладають певні обмеження на теоретично оптимальні можливості агрегування, пов'язані з необхідністю перерозподілу ваги ТСШ для кожного конкретного випадку окремо.

Оскільки найбільш високий ККД агрегату може бути забезпечено лише при правильному обранні конструктивних показників, доцільно обмежити можливі зони навішування по граничним значенням кожної окремої ознаки, а потім всередині обмеженої зони знайти оптимальне розміщення навісної машини. Тому при розрахунку агрегування необхідно перш за все враховувати наступні показники, що обмежують області формування агрегату: вантажопідйомність, стійкість, керованість [8].

Вантажопідйомність характеризується величиною допустимого нормального довантаження та залежить від типу застосовуваних шин, внутрішнього тиску в них, обраного

за умовами роботи агрегату, і нормальних реакцій на колеса. Межі розміщення навісної машини на самохідному шасі, в яких найбільші нормальні реакції на колеса агрегату в робочому положенні або статиці не перевищують несучої здатності шин, утворюють зону вантажопідйомності.

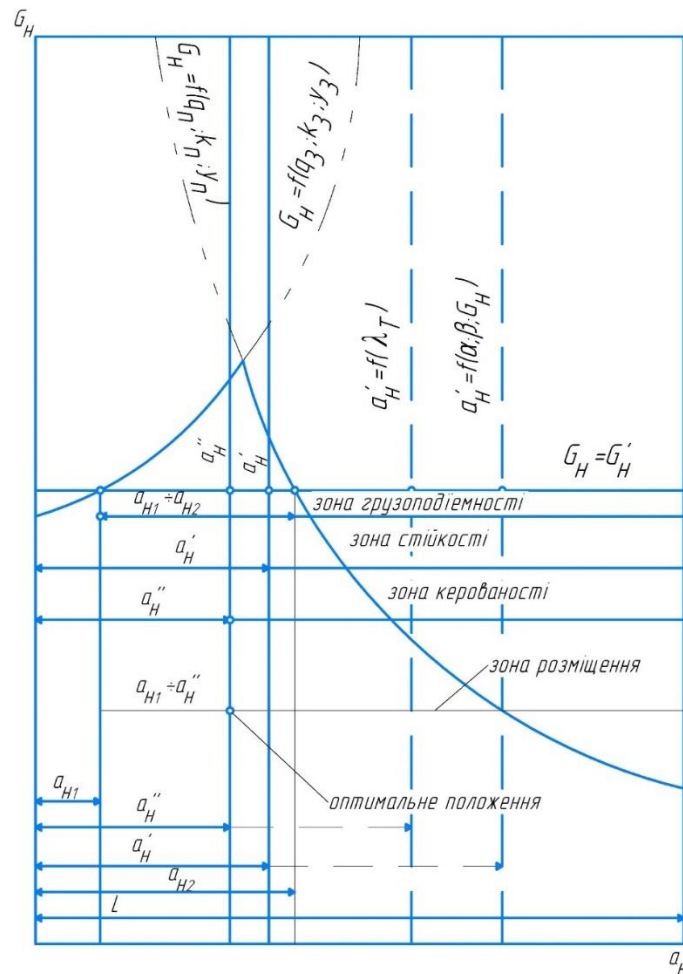


Рисунок 1 – Принципова схема оптимізації агрегування тракторного самохідного шасі

Стійкість полягає у забезпеченні безпечної (без перекидання) їзди і роботи агрегату. Межі розміщення навісної машини на ТСШ, в яких забезпечуються необхідні критерії стійкості агрегату, утворюють зону стійкості (рис. 1).

Керованість розглядається як здатність самохідного шасі, що працює під навантаженням, точно слідувати заданій траєкторії. Добра керованість в міжряддях овочевих культур дозволяє забезпечити роботу з малими захисними зонами при незначному пошкодженні культурних рослин. Межі розміщення навісної машини на ТСШ, в межах яких зберігається заданий перерозподіл нормальних реакцій між осями агрегату в робочому положенні, утворюють зону керованості.

Для визначення зони розміщення навісної машини на ТСШ, що задовольняє всім трьом критеріям, і відшукування вже всередині знайденої загальної зони оптимального по тяговим якостям розміщення навісної машини принципова схема оптимізації агрегування ТСШ (рис 1) може бути виражена таким чином: якщо через  $q_n$  і  $q_n$  позначити вантажопідйомність шин відповідно передніх і задніх коліс при даному тиску і через  $K_n$  і  $K_3$  – коефіцієнти її зміни в залежності від експлуатаційних умов, то вантажопідйомність агрегату можна описати системою рівнянн

$$G_n = f(q_n; K_n; Y_n) \quad (1)$$

$$G_n = f(q_3; K_3; Y_3) \quad (2)$$

Зона вантажопідйомності  $a_{n1} \div a_{n2}$  визначається підстановкою в систему рівнянь конкретних чисельних значень ваги машин, що агрегатуються  $G_n = G'_n$  (горизонтальні координати центру ваги навісної машини, відлічувані тут і далі вправо від вертикальної площини, що проходить через вісь передніх коліс).

Показники стійкості агрегату в загальному випадку пов'язані з координатами установки навісної машини співвідношенням (3)

$$a'_n = f(\alpha; \beta; G_n) \quad (3)$$

При заданих кутах стійкості  $\alpha$  і  $\beta$  і певній вазі навісної машини  $G_n = G'_n$  обчислюють зону стійкості  $0 \div a'_n$ , що далі накладається на зону вантажопідйомності агрегату.

Зона керованості  $0 \div a''_n$  визначається з рівняння  $a''_n = f(\lambda_T)$  при чисельних значеннях коефіцієнта розподілу нормальних реакцій  $\lambda_T = \frac{Y_n}{Y_3}$ , забезпечують збереження керованості агрегату.

Аналіз накладення зон дозволяє визначити загальну зону і оптимальне положення машини в ній, при якому за рахунок перерозподілу нормальних реакцій на ведучі колеса самохідного шасі забезпечуються найбільш високі тягово-зчпні показники агрегату.

Було б невірно обмежитися оптимізацією робочого режиму агрегату на базі ТСШ, оскільки через відносно високу трудомісткість навішування машин, що агрегатуються, ефективність його виробничого процесу в цілому може значно знижуватися. Тому розробка способів навішування і принципів конструкцій, спрямованих на зниження відповідних непродуктивних витрат часу, становить другу сторону оптимізації агрегування самохідного шасі, яка розглянута окремо.

Проведені розрахунки вантажопідйомності агрегатів на базі ТСШ, а також розміщення навісної машини на самохідному шасі з умови забезпечення стійкості агрегату. в додатку

#### **Розміщення навісної машини на самохідному шасі з умови забезпечення керованості агрегату**

Обмеження, що накладаються на області формування агрегату умовою забезпечення керованості, для самохідного шасі можна висловити в наступному вигляді:

$$Z_\varphi > P_n,$$

або

$$\lambda_1 > \frac{P_n}{\lambda Y_3}, \quad (4)$$

де  $Z_\varphi$  та  $\varphi$  – сила і коефіцієнт зчеплення напрямних коліс в повернутому напрямку;

$P_n$  – сила, яка визначається виходячи з величини результуючого моменту опору повороту.

Мінімальне значення коефіцієнта розподілу нормальних реакцій, при якому зберігається керованість агрегату  $[\lambda_1] - 0,15 \div 0,2$ .

Отже, умову збереження керованості можна записати у вигляді

$$Y_n \geq [\lambda_1] Y_3. \quad (5)$$

Дотримання цієї умови свідчить про задовільну керованість агрегату при переїздах в нормальних умовах і на поворотах в кінці гонів. Стосовно до машин першої групи, ця умова в однаковій мірі поширюється і на робочий процес агрегату. При тих же умовах керованість агрегатів з машинами другої групи в робочому положенні погіршується за рахунок зростання моментів опору повороту, що виникають від взаємодії робочих органів з ґрунтом. Тому оціночні показники керованості в другому випадку повинні бути відповідно нижче. За даними проф. Д. А. Чудакова безрозмірний радіус повороту (відношення фактичного радіуса повороту до розрахункового) при роботі з культиватором змінюється від двох до п'яти залежно від ступеня розвантаження передньої осі, в той час як при імітації транспортного стану агрегату при тих же умовах величина безрозмірного радіуса повороту не змінювалася і була близька до одиниці.

В обох випадках, незважаючи на відмінність оціночних показників, межа керованості збігалася. Це дозволяє поширювати результати розрахунку за вищенаведеної умові і на робочий процес агрегату для оцінки меж керованості.

Оцінка якісних показників вимагає спеціальних досліджень. Нормальні реакції повинні бути розподілені таким чином, щоб силову дію навісної машини не порушувало керованості агрегату [3].

При відсутності зовнішньої взаємодії навісних машин нормальні реакції на колеса самохідного шасі можна виразити наступними рівняннями:

$$Y_n = \frac{G_u(L - a_u) + G_n(L - a_n) - (G_u - G_n)fr_k}{L - f(r_k - r_n)}$$

$$Y_n = \frac{G_u a_u + G_n a_n + (G_u + G_n)fr_k}{L - f(r_k - r_n)}$$

Можна розрахувати граничне значення горизонтальної координати центру ваги навісної машини:

$$a_n'' = \frac{G_u + G_n [L - f(r_k + \lambda_T r_n)] - (1 + \lambda_T)G_u a_u}{(1 + \lambda_T)G_n}$$

Отримане значення горизонтальної координати  $a_n''$  відповідає границі керованості агрегату на горизонтальному шляху. Для умов рівнинного землеробства можна обмежитися лише оцінкою керованості агрегату, враховуючи додатковий перерозподіл нормальних реакцій для подолання підйомів (до визначення меж).

Критичний за умовами керованості кут підйому агрегату знаходять рішенням рівнянь

$$f_1(\alpha) = G \cos \alpha \cdot 0,05$$

$$f_2(\alpha) = \frac{G_a [(L - a_p) \cos \alpha - h_p \sin \alpha]}{L}$$

Перше рівняння характеризує мінімальне допустиме статичне навантаження на передню вісь, прийняту проф. Б. Я. Гінцбургом для визначення критичних кутів підйому, а друге рівняння показує зміну нормальної статичної реакції на передні колеса в прийнятій конструкції агрегату на підйомі.

Критичний кут найпростіше визначити графічно перетином кривих  $f_1(\alpha)$  та  $f_2(\alpha)$ , побудованих в координатах  $Y_n, \alpha$ .

Наведені залежності справедливі і для агрегатів з висотним способом регулювання глибини обробки з тією лише різницею, що в розрахунок вводять вагу кістяка машини  $G_M$  без секцій робочих органів.

Порушення керованості може наступити також у результаті заглиблюючої дії ґрунту на робочі органи. В цьому випадку при жорсткому зв'язку робочих органів з остовом

$$Y_n = \frac{G_u(L - a_u) + G_n(L - a_n) - (G_u + G_n)fr_k + R_y(L - a_r - fr_k)}{L - f(r_k - r_n)}$$

$$Y_3 = \frac{G_u a_u + G_n a_n + (G_u + G_n)fr_n + R_y(a_r + fr_n)}{L - f(r_k - r_n)}$$

Граничне значення горизонтальної координати центру ваги навісної машини знаходять з умови керованості  $Y_n \geq [\lambda_1]Y_3$ :

$$a_n^* = \frac{(G_u + G_n + R_y)[L - f(r_k + \lambda_T r_n)] - (1 + \lambda_T)(G_u a_u + R_y e)}{(1 + \lambda_T)(G_n + R_y)}$$

При комбінованому (висотно-силовому) способі регулювання глибини обробки в це рівняння слід підставити замість  $R_y$  зусилля стиснення пружин, компенсуючих виглиблюючу дію реакцій ґрунту.

Відповідно до вищенаведеного рівняння зона керованості  $a_n \leq a_n^*$  залежить від співвідношення між величинами  $G_n$  та  $R_y$ ; при  $G_n > |R_y|$  зона керованості обмежена з правого боку граничним значенням  $a_n^*$ ; при  $G_n = |R_y|$  величина  $a_n^*$  змінюється в межах  $\pm \infty$ . Фізичний сенс цієї невизначеності полягає в тому, що сила тяжіння машини врівноважується вертикальною складовою реакції ґрунту і перестає впливати на перерозподіл вертикальних навантажень на колеса. Отже, будь-яке положення машини на рамі самохідного шасі задовольняє умові керованості; при  $G_n < |R_y|$  ( $G_n + R_y < 0$ ) і знак нерівності при визначенні зони змінюється:  $a_n \geq a_n^*$  (змінюється напрямок зони). Якщо  $a_n < 0$  то і в цьому випадку будь-яке положення машини на рамі самохідного шасі не впливає на керованість агрегату. Практично це означає, що небезпечно, з точки зору порушення керованості, положення машини знаходиться поза самохідним шасі, попереду напрямних коліс.

Якщо ж при  $(G_n + R_y) < 0$

$$R_y = \frac{(G_u + G_n)[L - f(r_k + \lambda_T r_n)] - (1 + \lambda_T)G_u a_u}{L - e - f(r_k + \lambda_T r_n)}$$

то гранична координата  $a_n^*$  стає позитивною, обмежуючи зону керованості зліва. Зміна напрямку зони керованості необхідно враховувати при аналізі накладення зон друг на друга.

Для умов гірського землеробства керованість агрегату повинна бути забезпечена для агротехнічних оброблюваних ухилів. Переймаючись характеристикою макрорельєфа поля і використовуючи умову керованості агрегату, можна розрахувати граничне значення горизонтальної координати центру ваги навісної машини на самохідному шасі.

Для агрегатів з машинами першої групи, а також другої групи при висотному способі регулювання

$$Y_n = \frac{G_u[(L - a_u - fr_k)\cos\alpha - h_u \sin\alpha] + G_n[(L - a_u - fr_k)\cos\alpha - h_n \sin\alpha]}{L - f(r_k - r_n)}$$

$$Y_n = \frac{G_u(a_u \cos\alpha + h_u \sin\alpha + fr_n \cos\alpha) + G_n(a_n \cos\alpha + h_n \sin\alpha + fr_n \cos\alpha)}{L - f(r_k - r_n)}$$

і відповідно



$$a_n'' = \frac{(G_u - G_n') [L - f(r_k + \lambda_T r_{II})] \cos \alpha - (1 + \lambda_T) G_u (a_u \cos \alpha + h_u \sin \alpha) - (1 + \lambda_T) G_n' h_n \sin \alpha}{(1 + \lambda_T) G_n' \cos \alpha + R_y}$$

Для агрегатів з машинами другої групи при силовому, позиційному і комбінованому способах регулювання

$$a_n'' = \frac{[(G_u + G_n') \cos \alpha + R_y] [L - f(r_k + \lambda_T r_{II})] - (1 + \lambda_T) \times [G_u (a_u \cos \alpha + h_u \sin \alpha) + G_n' h_n \sin \alpha + R_y e]}{(1 + \lambda_T) G_n' \cos \alpha + R_y}$$

Керованість функціонально пов'язана зі стійкістю і в цьому взаємозв'язку вточнюються відповідні показники агрегату.

Аналіз керованості в даному випадку дозволяє визначити оптимальні зони навішування машин на самохідне шасі, враховуючи при цьому вплив конструктивних особливостей. Неможливо, наприклад, на самохідному шасі Т-16М розмістити навісну машину в безпосередній близькості від ведучих коліс, ( $a_n \approx L$ ) оскільки це місце зайняте трансмісією шасі і робочим місцем тракториста. Однак у самохідного шасі порталного типу силовий блок встановлений асиметрично поздовжньої осі і це дозволяє розміщувати машину в будь-якому місці бази. Якщо в розрахунковій зоні порушена оглядовість робочих органів машини, то необхідно змінити її положення на шасі, бо в іншому випадку втрачається одна з головних переваг цього компоунання.

#### Висновки.

1. Фермерські (селянські), тепличні, тваринницькі, комунальні та інші господарства використовують в своїй діяльності різноманітні комплекси навісних та причіпних знарядь/машин в агрегуванні з ТСШ.

2. Компоунання трактора у вигляді тракторного самохідного шасі, що виникло в Німеччині в 20-му столітті, досі не змогло скласти конкуренцію класичному компоунанню із заднім навішуванням машин та знарядь по причині трудомісткості міжосьового навішування. Тракторне самохідне шасі виробляли багато країн, особливо ФРН, Велика Британія, Швейцарія, Україна, Чехія.

3. Теоретично та експериментально доведено, що трактор класичного компоунання поступається тракторному самохідному шасі аналогічної маси та потужності по тягово-зчипним якостям, паливній економічності, прохідності, керованості, маневреності, стійкості та низкою інших параметрів та не має можливості міжосьового навішування.

4. Різні компоувальні схеми, перерозподіл нормальних реакцій по осях та специфіка силового впливу відрізняють тягову динаміку ТСШ від тягової динаміки трактора.

5. Заднє навішування машин та знарядь для обробки просапних культур не зовсім зручна: не видно робочих органів, велика пошкоджуваність культур по причині ефекту протилежного управління.

6. Традиційні способи міжосьового навішування були трудомісткі, вимагали виготовлення спеціальних машин та знарядь, що не сприяло росту випуску тракторних самохідних шасі.

7. Навішування на тракторне самохідне шасі з поворотним переднім мостом дозволяє знизити трудомісткість навішування та забезпечити повноцінне міжосьове навішування з триточковим та двоточковим навісним пристроєм.

## Список літератури:

1. Подригало М.А., Краснокутський В.М., Шевцов В.М. Склад комплексу машин до тракторного самохідного шасі. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація». Державний біотехнологічний університет. 10.12.2021. М. Харків с.252-254.
2. Васерніс А.І., Лебединський Г.В., Лібцис С.Є. Самохідні шасі та робота на них. М. «Вища школа», 132 с.
3. Волков Б.Г. Побудова теоретичної навантажувальної характеристики тракторного самохідного шасі в навісному агрегаті. с. 38-44.
4. Детистов Ф.М., Чурбанов І.С., Серов В.І. Самохідні шасі вітчизняних та іноземних конструкцій. 74 с.
5. Лібцис С.Є., Лебединський Г.В., Подригало А.І. Нові компоновальні схеми вітчизняних та іноземних промислових самохідних шасі. 65 с.
6. Лібцис С.Є. Про самохідні шасі для овочівництва. – «Механізація та електрифікація сільського господарства» №12, с. 47-48.
7. Лілов М.З. Досвід застосування прибирально-транспортних самохідних шасі та перспективи їх розвитку. – «Трактори та сільгоспмашини» №11, с. 23-25.
8. Погосбеков М.І. Визначення ККД самохідного шасі. «Механізація та електрифікація сільського господарства», №3, с.34-35.

## References (transliterated)

1. Podryhalo M.A., Krasnokutskiy V.M., Shevtsov V.M. Sklad kompleksu mashyn do traktornoho samokhidnoho shasi. Materialy mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Avtomobilnyi transport v ahrarnomu sektori: proektuvannia, dyzain ta tekhnolohichna ekspluatatsiia». Derzhavnyi biotekhnolohichnyi universytet. 10.12.2021. M. Kharkiv s.252-254.
2. Vasernis A.I., Lebedynskiy H.V., Libtsys S.Ie. Samokhidni shasi ta robota na nykh. M. «Vyscha shkola», 132 s.
3. Volkov B.H. Pobudova teoretychnoi navantazhivalnoi kharakterystyky traktornoho samokhidnoho shasi v navisnomu ahrehati. s. 38-44.
4. Detystov F.M., Churbanov I.S., Sierov V.I. Samokhidni shasi vitchyznianykh ta inozemnykh konstruksii. 74 s.
5. Libtsys S.Ie., Lebedynskiy H.V., Podryhalo A.I. Novi komponovalni skhemy vitchyznianykh ta inozemnykh promyslovykh samokhidnykh shasi. 65 s.
6. Libtsys S.Ie. Pro samokhidni shasi dlia ovochivnytstva. – «Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia silskoho hospodarstva» №12, s. 47-48.
7. Lilov M.Z. Dosvid zastosuvannia prybyralno-transportnykh samokhidnykh shasi ta perspektyvy yikh rozvytku. – «Traktory ta silhospmashyny» №11, s. 23-25.
8. Pohosbiekov M.I. Vyznachennia KKD samokhidnoho shasi. «Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia silskoho hospodarstva», №3, s.34-35.

Надійшла (received) 10.12.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Подригало Михайло Абович (Подригало Михаил Абович, Podryhalo Mykhailo)** – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com).

**Краснокутський Володимир Миколайович (Краснокутский Владимир Николаевич, Krasnokutskiy Volodymyr)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0001-9484-4113> e-mail: [hvukvn62@gmail.com](mailto:hvukvn62@gmail.com).

**Шевцов Вадим Михайлович (Шевцов Вадим Михайлович, Shevtsov Vadym Mykhailovych)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5115-4398>; e-mail: [shevtsovsadim@ukr.net](mailto:shevtsovsadim@ukr.net)

**О.Ю. РЕБРОВ, М.Є. ЯКУНІН**

### **ІМІТАЦІЙНІ ВИПРОБУВАННЯ ТРАКТОРА ХТЗ-160У НА ОСНОВІ ПОЛЬОВИХ ЦИКЛІВ POWERMIX**

В роботі наведені результати імітаційних тягово-динамічних випробувань перспективного універсального трактора ХТЗ-160У, отримані на основі польових випробувальних циклів PowerMix. Наведена методика визначення ККД трактора в агрегаті з сільськогосподарським знаряддям, яка будується на складових балансу потужності, отриманих при усередненні результатів розрахунків за польовими випробувальними циклами PowerMix. За результатами розрахунків показників наведеної продуктивності, погектарної витрати палива, ККД трактора в агрегаті з сільськогосподарським знаряддям та ймовірності виконання агроекологічних вимог на території України визначені найбільш перспективні варіанти комплектації шинами трактора ХТЗ-160У.

**Ключові слова:** трактор, PowerMix, тягово-динамічні випробування, продуктивність, витрата палива

**А.Ю. РЕБРОВ, М.Е. ЯКУНИН**

### **ИМИТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТРАКТОРА ХТЗ-160У НА ОСНОВЕ ПОЛЕВЫХ ЦИКЛОВ POWERMIX**

В работе представлены результаты имитационных тягово-динамических испытаний перспективного универсального трактора ХТЗ-160У, полученные на основе полевых испытательных циклов PowerMix. Приведена методика определения КПД трактора в агрегате с сельскохозяйственным орудием, которая строится на составляющих балансе мощности, полученных при усреднении результатов расчетов по полевым испытательным циклам PowerMix. По результатам расчетов показателей приведенной производительности, погектарного расхода топлива, КПД трактора в агрегате с сельскохозяйственным орудием и вероятности выполнения агроэкологических требований на территории Украины определены наиболее перспективные варианты комплектации шинами трактора ХТЗ-160У.

**Ключевые слова:** трактор, PowerMix, тягово-динамические испытания, производительность, расход топлива

**О. REBROV, M. YAKUNIN**

### **SIMULATION TESTING OF THE KhTZ-160U TRACTOR BASED ON POWERMIX FIELD CYCLES**

The paper presents the results of simulation traction-dynamic tests of the promising universal tractor KhTZ-160U, obtained on the basis of PowerMix field test cycles. A technique for determining the efficiency of a tractor in an aggregate with an agricultural implement is given, which is based on the components of the power balance obtained by averaging the results of calculations for PowerMix field test cycles. Based on the results of calculating the indicators of reduced productivity, per hectare fuel consumption, the efficiency of a tractor in an aggregate with an agricultural implement and the likelihood of meeting agro-ecological requirements on the territory of Ukraine, the most promising options for equipping tractor KhTZ-160U with tires were determined. It is shown that the KhTZ-160U tractor has the best indicators of efficiency and environmental friendliness on dual tires 420/85R34 GoodYear 142 (A8), which can also carry out inter-row tillage. The base tire 480/70R34 Voltyre 143 (A8) has the worst performance and cannot be recommended for implementation, as it meets agri-environmental requirements in only 18% of Ukraine. The 540/65R34 Mitas 148 (A8) has the highest performance rating and is therefore recommended as a base.

**Keywords:** tractor, PowerMix, traction and dynamic tests, performance, fuel consumption

**Вступ.** Ефективність використання сільськогосподарської техніки та, насамперед, колісних тракторів визначається не тільки економічністю двигуна а й показниками взаємодії колісного рушія із зовнішнім середовищем. Проблематика взаємодії тракторних шин із ґрунтовим середовищем містить дві складові. Перша з них визначає тягову ефективність шини, що полягає в досягненні високих значень дотичної сили тяги при низькому буксуванні або буксуванні, що не перевищує граничних значень для відповідної колісної ходової системи. Друга складова пов'язана з ущільнюючим впливом шини на ґрунт внаслідок нерівномірного

розподілу тиску в плямі контакту. Максимальний тиск колісного рушія на ґрунт також не повинен перевищувати гранично допустимих значень, які наведені в ДСТУ, та запобігають переущільненню та деградації ґрунтів внаслідок різних видів ерозії.

Таким чином, показники ефективності та екологічності колісного рушія тісно пов'язані та реалізуються внаслідок обґрунтованого вибору не тільки типорозміру шин, алей режимів їх функціонування, які визначаються радіальною навантагою та величиною внутрішнього тиску. Крім того, на тракторах, призначених для міжрядного обробітку, можлива комплектація здвоєними шинами для узгодження максимально можливої ширини профілю з рівнем допустимих навантаж на шину та забезпечення максимального тиску на ґрунт в межах допустимого. Оскільки комплекс сільськогосподарських операцій виконується у весняний та літньо-осінній періоди при різному стані ґрунту та ступені завантаження двигуна, для визначення показників ефективності та екологічності рушія перспективного трактора ХТЗ-160У при комплектуванні різними шинами пропонується в якості тестових навантаж на трактор скористатися процедурою PowerMix.

#### **Аналіз останніх досягнень і публікацій.**

Всі сільськогосподарські трактори проходять випробування відповідно до стандарту для офіційних випробувань сільськогосподарських і лісогосподарських тракторів Організації економічного співробітництва і розвитку (Organization for Economic Co-operation and Development, OECD). Процедура випробувань наведена в протоколі OECD Code 2 [1], яку використовують у випробувальних лабораторіях США (NTTL – Nebraska Tractor Test Laboratory, Небраска, США) [2] та Німеччини (DLG – Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft, Німецьке сільськогосподарське товариство) [3].

Різні польові технологічні процеси вимагають різної потужності сільськогосподарського трактора та мають споживачів енергії, які приводяться в дію за рахунок тягового зусилля, відбору потужності через вал відбору потужності (ВВП) та гідравлічну систему. Тільки на тягових технологічних процесах споживання енергії двигуна здійснюється за рахунок тягового зусилля, а в решті випадків – в комбінації. Іноді споживання енергії постійне, але, як правило, на практиці завжди переважають неоднорідні ґрунтові умови, ландшафт та циклічність технологічного процесу, що вимагає змінного в часі споживання енергії. Також в ряді технологічних процесів відбір механічної або гідравлічної потужності не є постійним, а змінюється з часом або робочим циклом [4]. Результатом є динамічна зміна режимів роботи двигуна, що призводить до змішаного споживання палива, яке відрізняється від статичних точок вимірювання, які застосовувались раніше [5]. З огляду на це в тесті DLG PowerMix використовується практична процедура тестування, яка також відповідає поточному стану сільськогосподарської техніки для тракторів.

Випробування в NTTL також проводяться при повному та частковому завантаженню двигуна, яке реалізується при тяговому зусиллі на гаку 50% і 75% від максимального [6]. Але випробування проводяться при сталому навантаженні без імітації динамічної складової тягового зусилля. Разом з цим слід відзначити, що існує відповідна методологія співвіднесення даних тестів NTTL OECD Code 2 і DLG PowerMix для розрахунку та аналізу споживання палива сільськогосподарськими тракторами [7].

Польові випробувальні цикли DLG PowerMix відповідають широкому переліку типових тягових і тягово-приводних технологічних операцій [8, 9], які здійснюються при повному та частковому завантаженні двигуна. Сукупність випробувальних польових циклів можна розглядати як модель експлуатації трактора [10], за якою можна порівнювати економічність двигуна [11], а також, при відповідному доопрацюванні, й ефективність роботи трактора при агрегуванні з комплексом машин.

### Мета та постановка задачі.

Метою роботи є визначення показників ефективності та екологічності рушіїв перспективного колісного трактора ХТЗ-160У при комплектуванні різними шинами на основі імітаційної моделі тягово-динамічних випробувань за польовими випробувальними циклами PowerMix.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні завдання:

- розроблена методика визначення складових ККД трактора на основі усереднених за випробувальний цикл складових балансу потужності та показників наведеної до базового трактора продуктивності та витрати палива;
- визначені показники екологічності рушія за усередненими за випробувальний цикл значеннями максимального тиску на ґрунт та розробленого ймовірнісного критерію [12];
- проведений порівняльний аналіз показників ефективності та екологічності рушіїв трактора ХТЗ-160У при комплектуванні різними шинами.

### Імітаційні випробування трактора ХТЗ-160У за польовими циклами PowerMix.

Дослідження були проведені для нового створюваного перспективного універсального трактора ХТЗ-160У компоновки 4К4б. За технічними даними виробника апроксимувалася сплайном зовнішня швидкісна характеристика двигуна. Для обраної вибірки будувалася модель тракторної сільськогосподарської шини [13], при цьому визначався необхідний внутрішній тиск в шинах, а також екологічність рушія трактора за максимальним тиском на ґрунт та ймовірнісним показником виконання агроекологічних вимог на території України [12].

Для шин трактора ХТЗ-160У був розглянутий комплекс обмежень:

- мінімальні посадкові діаметри передніх та задніх шин  $D_{п1}$ ,  $D_{п2}$  з компонувальних міркувань для розміщення колісних редукторів та гальм 24 дюйми;
- максимальні значення зовнішніх діаметрів передніх і задніх шин  $D_1$ ,  $D_2$ , що забезпечують компоновку кабіни, мінімальний радіус повороту та статичну стійкість були прийняті в межах 1,6-1,7 м;
- за шириною профілю шин  $b_{k1}$ ,  $b_{k2}$  вибір шин обмежувався величиною 600 мм;
- обмеження щодо допустимої радіальної навантаги  $[Q_1]$ ,  $[Q_2]$ , яка повинна бути реалізованою при мінімально допустимому тиску  $p_{min}$ ;
- для здвоєних шин повинен бути достатній запас вантажопідйомності, щоб при від'єднанні зовнішніх шин забезпечити пересування трактора з транспортними швидкостями в транспортному габариті.

Оскільки експлуатаційна вага перспективного трактора становить 8,5 т, а розподіл ваги в статичному положенні (у %) 57/43, то наведеним вище обмеженням відповідають шини, наведені в табл. 1.

Для більш детального розгляду із вибірки з 24 шин обрані наступні шини: 13,6R38 Rosava; 420/85R34 GoodYear; 480/70R34 – базова одинарна шина; 540/65R30 Mitas; 540/65R34 Mitas; 600/70R30 Rosava. Такі шини обрані з наступних міркувань. Шина 13,6R38 Rosava – призначена для міжрядного обробітку, використовується виключно в здвоєній комплектації, перспективна для вирощування буряків. Шина 420/85R34 GoodYear – використовується тільки в здвоєній комплектації, передбачає міжрядний обробіток деяких культур, може використовуватися в якості преміум-комплектації трактора. Шина 480/70R34 Voltyre прийнята в якості базової, оскільки виробник трактора передбачав комплектацію трактора саме цією шиною за її технічними параметрами. Шини 540/65R30 Mitas та 540/65R34 Mitas – альтернативні шини для базової комплектації замість 480/70R34 Voltyre. Шина 600/70R30 Rosava – варіант базової шини для виконання робіт загального призначення, може замінити комплектацію здвоєними шинами 13,6R38 Rosava для міжрядного обробітку.

В якості зовнішнього навантаження трактора в даній роботі використовувались навантаги, що відповідають польовим випробувальним циклам PowerMix [6]. Оскільки протоколи випробувань DLG PowerMix містять інформацію саме про передану потужність, то ними

можна скористатися також для визначення тягових показників трактора не по бетонному треку, а по сільськогосподарському фоні, що й було зроблено в рамках даної роботи. Тому, практично на всіх циклах випробувань дійсна швидкість трактора за результатами моделювання нижча, внаслідок більш високого буксування шин на ґрунті, ніж на бетонному треку. Це помітно на енергоємних операціях циклів Z1P, Z1G, Z2P, Z2G, Z3K.

Таблиця 1 – Технічні дані вибірки шин для аналізу показників трактора ХТЗ-160У

Типорозмір	$D$ , м	$b$ , м	$r_c$ , м	$Q_{\max}$ , кг	$p_{ш.\max}$ , МПа	$Q_{\min}$ , кг	$p_{ш.\min}$ , МПа	ІН	ІШ	Модель
Votyre										
16,9 R30	1,475	0,429	0,680	2300	0,16	1500	0,08	137	A8	VL-29
480/70 R30	1,478	0,479	0,666	2575	0,16	1685	0,06	141	A8	VL-44
18,4 R30	1,525	0,470	0,698	2650	0,16	1765	0,08	142	A8	ФВЛ-234
16,9 R34	1,575	0,429	0,727	2430	0,16	1600	0,08	139	A8	VL-26
480/70 R34	1,580	0,480	0,716	2725 <sup>*1</sup>	0,16	1780	0,06	143	A8	VL-44
480/70 R34x2*	1,580	0,480	0,716	2725	0,16	1780	0,06	143	A8	VL-44
18,4 R34	1,675	0,467	0,760	2800	0,16	1840	0,06	144	A8	VL-31
480/70 R38	1,680	0,480	0,766	2900	0,16	1715	0,06	145	A8	VL-44
Rosava										
21,3 R24	1,400	0,540	0,640	2500	0,16	1900	0,10	140	A6	УТР-14
13,6 R38x2	1,550	0,345	0,717	1800	0,16	1150	0,08	128	A8	TR-07
15,5 R38x2	1,570	0,394	0,725	2120	0,16	1420	0,08	134	A8	TR-07
600/70 R30	1,602	0,611	0,710	3550	0,16	2460	0,06	152	D	TR-106
23,1 R26	1,605	0,587	0,715	3650	0,16	2360	0,06	153	A8	Ф-37
16,9 R38x2	1,675	0,429	0,770	2575	0,16	1300	0,06	141	A8	TR-201
GoodYear										
480/70 R34	1,580	0,487	0,708	3000	0,16	1250	0,04	146	A8	D125M5
480/70 R34x2	1,580	0,487	0,708	3000	0,16	1250	0,04	146	A8	D125M5
420/85 R34**x2	1,582	0,442	0,709	3075	0,24	1215	0,04	147	A8	D067M4
Michelin										
480/70 R34	1,593	0,497	0,713	3130	0,16	1880	0,04	143	D	Omnibib
480/70 R34x2	1,593	0,497	0,713	3130	0,16	1880	0,04	143	D	Omnibib
480/70 R30x2	1,482	0,498	0,656	2690	0,16	1360	0,04	141	D	Omnibib
Petlas										
480/70 R34	1,580	0,478	0,712	2915	0,16	1900	0,06	143	A8	ТА 110/70
480/70 R34x2	1,580	0,478	0,712	2915	0,16	1900	0,06	143	A8	ТА 110/70
420/85 R34**x2	1,580	0,420	0,715	2835	0,16	1555	0,06	142	A8	ТА 110/85
Mitas										
540/65 R30	1,485	0,526	0,664	3855 <sup>*2</sup>	0,24	1940	0,06	153	A8	AC 65
540/65 R34	1,580	0,526	0,709	3335 <sup>*3</sup>	0,16	2055	0,06	148	A8	AC 65
Firestone										
540/65 R34	1,566	0,530	0,706	3335 <sup>*4</sup>	0,16	1945	0,06	152	D	Traction 65

\* – x2 здвоєні шини; \*\* – 16,9 R34; <sup>\*1</sup> – +40% (3815 кг) при 10 км/год і 0,16 МПа; <sup>\*2</sup> – 5025 кг при 10 км/год і 0,30 МПа; <sup>\*3</sup> – 4350 кг при 10 км/год і 0,20 МПа, 4060 кг при 10 км/год і 0,16 МПа; <sup>\*4</sup> – 5325 кг при 10 км/год і 0,24 МПа.

Задовільна збіжність експериментальних даних та теоретичних розрахунків за циклами PowerMix при симуляції руху трактора по ґрунті [14] дозволяє стверджувати про доцільність використання заявленого математичного апарату.

При імітаційному моделюванні за циклами PowerMix може додатково бути отриманий цілий комплекс показників, що характеризують колісний трактор в агрегаті з відповідним сільськогосподарським знаряддям. Комплекс показників включає наступне.

ККД буксування ведучих мостів трактора:

$$\eta_{\delta i} = 1 - \delta_i. \quad (1)$$

ККД, що враховує опір коченню коліс ведучих мостів трактора:

$$\eta_{fi} = 1 - \frac{N_{fi}}{N_{oi}} = 1 - \frac{P_{fi}}{P_{oi}}. \quad (2)$$

ККД ходової системи трактора:

$$\eta_{xc} = \eta_{\delta 1} \cdot \eta_{f1} \cdot \lambda_{k1} + \eta_{\delta 2} \cdot \eta_{f2} \cdot \lambda_{k2}, \quad (3)$$

де  $\lambda_{k1}$ ,  $\lambda_{k2}$  – частки потужності на ведучих мостах трактора:

$$\lambda_{k1} = \frac{P_{k1} \cdot V_{t1}}{P_{k1} \cdot V_{t1} + P_{k2} \cdot V_{t2}}; \quad \lambda_{k2} = \frac{P_{k2} \cdot V_{t2}}{P_{k1} \cdot V_{t1} + P_{k2} \cdot V_{t2}}. \quad (4)$$

ККД трактора:

$$\eta_{trp} = \eta_{xc} \cdot \eta_{tr} \cdot \lambda_{tr} + \eta_{ВВП} \cdot \lambda_{ВВП} + \eta_{гд} \cdot \lambda_{гд}, \quad (5)$$

де  $\lambda_{tr}$ ,  $\lambda_{ВВП}$ ,  $\lambda_{гд}$ ,  $\eta_{ВВП}$ ,  $\eta_{гд}$  – частки потужності, що розподіляються від двигуна до трансмісії, редуктора ВВП, гідравлічної системи, ККД редукторної частини ВВП та гідравлічної системи відбору потужності.

$$\lambda_{ВВП} = \frac{N_{ВВП}}{N_k / \eta_{tr} + N_{ВВП} + N_{гд}}; \quad \lambda_{tr} = \frac{N_k}{N_k / \eta_{tr} + N_{ВВП} + N_{гд}}; \quad \lambda_{гд} = \frac{N_{гд}}{N_k / \eta_{tr} + N_{ВВП} + N_{гд}}. \quad (6)$$

$$N_{ВВП} = \frac{M_{ВВП} \cdot \varepsilon_{\omega} \cdot \omega_{ном}}{u_{ВВП}}; \quad N_k = P_{k1} \cdot V_{t1} + P_{k2} \cdot V_{t2}, \quad (7)$$

де  $M_{ВВП}$ ,  $u_{ВВП}$  – крутний момент на хвостовику ВВП та передавальне число редуктора ВВП, відповідно.

ККД трактора з урахування ефективного ККД дизельного двигуна:

$$\eta_{trpe} = \eta_{trp} \cdot \eta_e, \quad (8)$$

де  $\eta_e$  – ефективний ККД дизельного двигуна.

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u \cdot g_e}, \quad (9)$$

де  $H_u$  – нижча теплота згоряння дизельного палива.

Тестова процедура PowerMix передбачає 12 циклів випробувань трактора на польових технологічних операціях при змінному у часі зовнішньому навантаженні та складається з тягових циклів: оранки (Z1P, Z2P) та культивуації (Z1G, Z2G), тягово-приводних циклів з відбором потужності через вал відбору потужності (ВВП): фрезерування роторною фрезою (Z3K, Z4K, Z5K) і ворошіння сіна (Z3M, Z4M, Z5M), а також тягово-приводні цикли з відбором потужності через ВВП і гідравлічну систему трактора: розкидання гною (Z6MS) і тюкування сіна (Z7PR). Масштабування навантаги випробувальних циклів здійснюється відповідно до номінальної потужності тракторного двигуна.

Для порівняння тракторів з комплектацією різними шинами була застосована методика наведення отриманих за імітаційною моделлю тягово-динамічних показників до базового трактора на оранці, яка викладена в роботі [14]. В якості базового обраний трактор потужністю 100 кВт.

#### Аналіз результатів дослідження.

Імітаційне моделювання за польовими випробувальними циклами PowerMix відповідно до плану експерименту [14] дало змогу отримати широкий спектр даних щодо тягово-динамічних показників трактора ХТЗ-160У. Для аналізу визначались середні за випробувальний цикл показники. В якості прикладу в табл. 2 наведені середні за циклами культивуації (Z1G, навантага 100%), фрезерування роторною фрезою (Z3K, навантага 100%) та тюкування сіна (Z7PR,

навантага 100%) показники трактора ХТЗ-160У на здвоєних шинах 420/85R34 GoodYear 142 (А8). Отримані дані свідчать (табл. 2), що ККД трактора (машино-тракторного агрегату) з урахуванням ефективного ККД двигуна, продуктивність та погектарна витрата палива змінюються в широких межах.

Таблиця 2 – Середні за цикл показники трактора ХТЗ-160 на шинах 420/85R34

Показники	Z1G	Z3K	Z7PR
$N_e$ – ефективна потужність двигуна, кВт	113,5	86,8	63,5
$N_{pto}$ – потужність передана на ВВП, кВт	0	54,1	22,4
$N_g$ – потужність передана в гідравлічну систему відбору потужності, кВт	0	0	17,4
$N_{тр}$ – потужність втрачена в трансмісії, кВт	12,2	4,4	1,2
$N_{k1}$ – потужність на колесах переднього моста, кВт	48,5	13,6	10,1
$N_{k2}$ – потужність на колесах заднього моста, кВт	50,4	13,0	10,6
$N_{\delta 1}$ – потужність, витрачена на буксування коліс переднього моста, кВт	5,5	0,7	0,2
$N_{\delta 2}$ – потужність, витрачена на буксування коліс заднього моста, кВт	5,8	0,7	0,3
$N_{o1}$ – потужність передана остову колесами переднього моста, кВт	43,0	12,9	9,9
$N_{o2}$ – потужність передана остову колесами заднього моста, кВт	44,6	12,3	10,3
$N_{f1}$ – потужність опору коченню коліс переднього моста, кВт	7,1	3,6	6,0
$N_{f2}$ – потужність опору коченню коліс заднього моста, кВт	6,1	2,7	3,9
$N_{кр}$ – кривокова потужність трактора, кВт	74,4	18,9	10,4
$M_e$ – ефективний момент двигуна, Нм	534,1	543,3	386,4
$M_{pto}$ – еквівалентний крутний момент переданий на ВВП, Нм	0	345,6	140,2
$M_g$ – еквівалентний крутний момент переданий в гідравлічну систему, Нм	0	0	105,2
$M_{тр}$ – еквівалентний крутний момент втрат потужності в трансмісії, Нм	57,6	27,4	7,4
$P_{k1}$ – дотична сила тяги на колесах переднього моста, кН	16,4	10,3	4,7
$P_{k2}$ – дотична сила тяги на колесах заднього моста, кН	17,0	9,9	4,9
$\delta_1$ – коефіцієнт буксування коліс переднього моста	0,11	0,05	0,02
$\delta_2$ – коефіцієнт буксування коліс заднього моста	0,11	0,05	0,02
$P_{o1}$ – сила передана остову трактора колесами переднього моста, кН	13,7	7,4	1,9
$P_{o2}$ – сила передана остову трактора колесами заднього моста, кН	14,7	7,8	3,1
$P_{f1}$ – сила опору коченню коліс переднього моста, кН	2,7	2,9	2,8
$P_{f2}$ – сила опору коченню коліс заднього моста, кН	2,3	2,1	1,8
$P_{кр}$ – сила тяги на гаку трактора, кН	28,4	15,2	4,9
$p_i$ – ймовірність виконання агроекологічних вимог трактором	0,859	0,840	0,819
$\eta_{трре}$ – ККД трактора з урахуванням ефективного ККД двигуна	0,25	0,191	0,110
$\eta_e$ – ефективний ККД двигуна	0,377	0,400	0,377
$\eta_{ptog}$ – ККД трактора з урахуванням потужності на ВВП і в гідр. системі	0,98	0,745	0,792
$\eta_{pto}$ – ККД трактора з урахування потужності переданої на ВВП	0,98	0,745	0,797
$\eta_{тр}$ – ККД трансмісії трактора	0,89	0,858	0,946
$\eta_{\delta 1}$ – ККД, що враховує буксування коліс переднього моста	0,89	0,951	0,982
$\eta_{\delta 2}$ – ККД, що враховує буксування коліс заднього моста	0,89	0,948	0,976
$\eta_{xc1}$ – ККД ходової системи переднього моста трактора	0,732	0,676	0,351
$\eta_{xc2}$ – ККД ходової системи заднього моста трактора	0,761	0,739	0,594
$\eta_{f1}$ – ККД опору коченню коліс переднього моста трактора	0,825	0,711	0,359
$\eta_{f2}$ – ККД опору коченню коліс заднього моста трактора	0,857	0,780	0,609
$\eta_{кр}$ – кривоковий (тяговий) ККД трактора	0,665	0,607	0,451
$g_{erow}$ – питома витрата палива за циклом PowerMix, г/(кВт·год)	260	227	234
$g_e$ – ефективна питома витрата палива двигуном, г/(кВт·год)	227	211	223
$G_t$ – погодинна витрата палива двигуном, кг/год	25,7	18,3	14,2
$n$ – частота обертання колінчастого валу двигуна, хв <sup>-1</sup>	2035	1532	1578
$\varepsilon_{\omega}$ – ступінь завантаження двигуна за кутовою швидкістю	0,925	0,696	0,717
$\varepsilon_M$ – ступінь завантаження двигуна за крутним моментом	0,985	1,001	0,712
$\varepsilon_N$ – ступінь завантаження двигуна за потужністю	0,908	0,694	0,508
$B$ – наведена ширина захвату сільськогосподарського агрегату, м	5,039	0,954	0,880



$S$ – продуктивність трактора, га/год	4,805	0,432	0,672
$V$ – дійсна швидкість руху трактора, км/год	9,5	4,5	7,64
$W$ – погектарна витрата палива, кг/га	5,353	42,4	21,1
$q_{max1}$ – максимальний тиск на ґрунт коліс переднього моста трактора, кПа	92	95	98
$q_{max2}$ – максимальний тиск на ґрунт коліс заднього моста трактора, кПа	90	87	84
$k_{п1}$ – коефіцієнт навантаження шин переднього моста трактора, %	94	99	103
$k_{п2}$ – коефіцієнт навантаження шин заднього моста трактора, %	90	85	81
$h_r$ – глибина колії після проходу трактора, м	0,043	0,043	0,038

При цьому слід зауважити, що середні за цикл показники визначались в межах часу циклу (рис. 1), який становить 250 секунд для циклів Z1P... Z5M та 500 секунд для циклів Z6MS і Z7PR. Тобто входження в цикл і вихід з нього при розрахунках до уваги не брались.

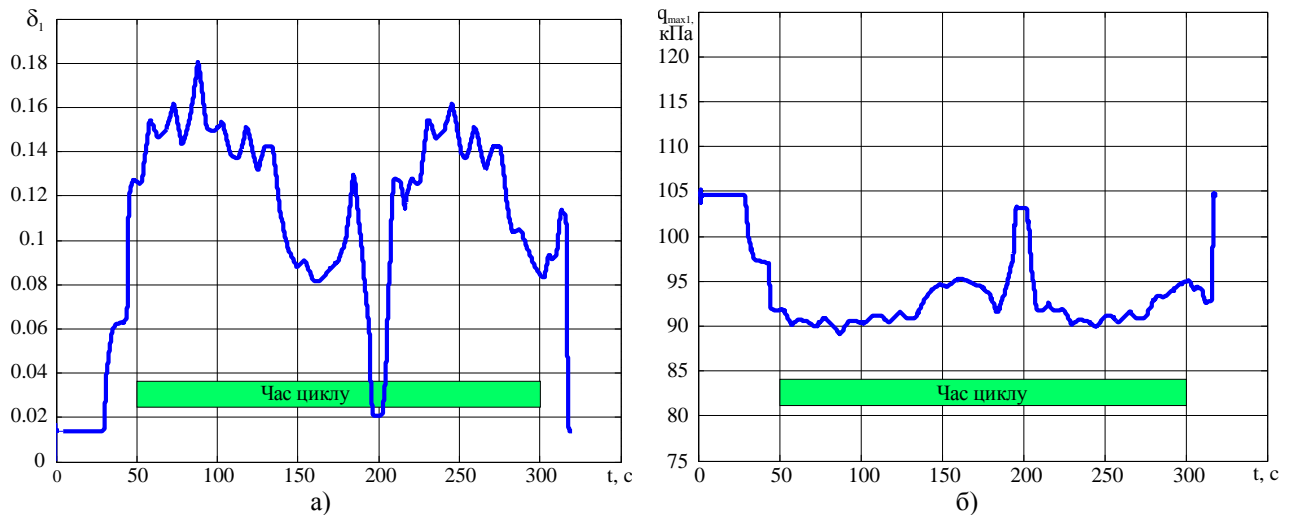


Рис. 1 – Показники трактора ХТЗ-160 на здвоєних шинах 420/85R34 GoodYear 142 (A8) на польовому циклі PowerMix Z1G (культивуація, навантага 100%):

а – коефіцієнт буксування шин переднього моста; б – максимальний тиск на ґрунт шин переднього моста

Наступним етапом проводилось наведення показників продуктивності, погектарної витрати палива, ймовірності виконання агроєкологічних вимог та інших за кожним випробувальним циклом та визначалось усереднене значення вказаних показників (рис. 2) з урахуванням частки кожної операції в річному обсязі робіт трактора [14].

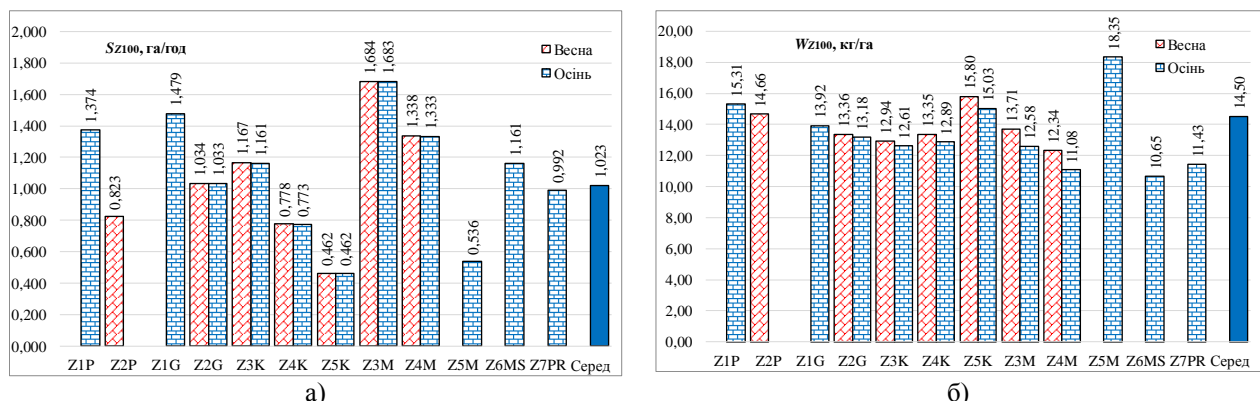


Рис. 2 – Наведені до базового трактора на оранці показники трактора ХТЗ-160У на здвоєних шинах 420/85R34 GoodYear 142 (A8) за польовими циклами PowerMix:

а – продуктивність; б – погектарна витрата палива

За визначеними усередненими показниками трактора проводився порівняльний аналіз ефективності комплектування різними шинами (рис. 3-4), який показав, що найбільшу

наведену продуктивність 1,047 га/год трактор має на шинах 540/65R34 Mitas 148 (A8). Це в середньому на 5% більше ніж на шинах 480/70R34 Voltyre 143 (A8), які виробником розглядались як базові. Разом з цим трактор на здвоєних шинах 420/85R34 GoodYear 142 (A8) має найкращу наведену паливну економічність, найвищий ККД та ймовірність виконання агроекологічних вимог на території України, яка сягає 0,68. Тобто трактор на цих шинах може експлуатуватись на 68% території України без порушення агроекологічних вимог в літньо-осінній та весняний періоди.

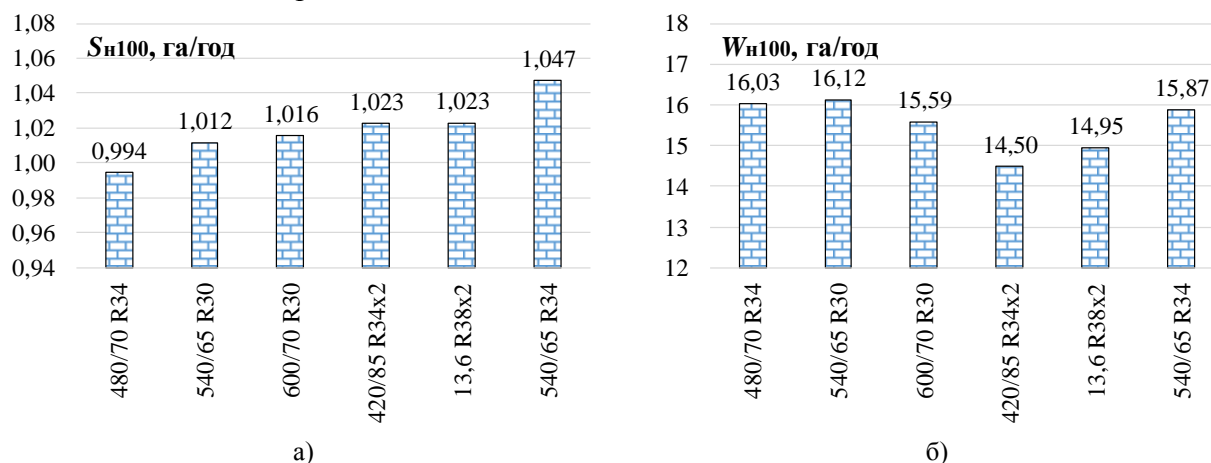


Рис. 3 – Наведені до базового трактора на оранці показники трактора ХТЗ-160У на різних шинах при імітаційних випробуваннях за польовими циклами PowerMix:  
а – продуктивність; б – погектарна витрата палива

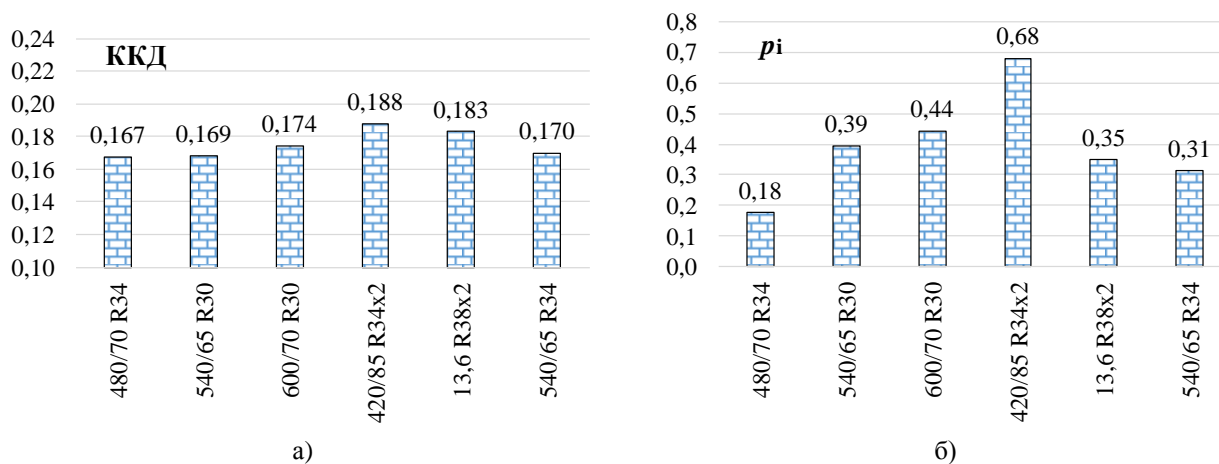


Рис. 4 – Показники трактора ХТЗ-160У на різних шинах при імітаційних випробуваннях за польовими циклами PowerMix:  
а – ККД трактора; б – ймовірність виконання агроекологічних вимог

Найгірші показники має трактор на базових шинах 480/70R34 Voltyre 143 (A8), що підтверджує думку про необхідність ретельного обґрунтування вибору типорозмірів шин для конкретних конструкцій тракторів.

#### Висновки.

Застосована розроблена методика визначення складових ККД трактора на основі усереднених за випробувальний цикл складових балансу потужності та показників наведеної до базового трактора продуктивності та витрати палива дала змогу порівняти різні варіанти комплектування трактора ХТЗ-160У шинами.

Визначені показники екологічності рушія за усередненими за випробувальний цикл

значеннями максимального тиску на ґрунт та розробленого ймовірнісного критерію дали змогу додати їх до бази порівняння різних комплектацій трактора ХТЗ-160У шинами.

Проведений порівняльний аналіз показників ефективності та екологічності рушіїв трактора ХТЗ-160У при комплектуванні різними шинами на основі комплексу тягово-динамічних показників, отриманих за польовими випробувальними циклами PowerMix показав наступне. Ні одна з шин повністю не задовольняє агроекологічним вимогам щодо максимального тиску на ґрунт на всій території України, що обумовлює необхідність використання гусеничних тракторів не весняно-польових роботах. Найкращі показники ефективності та екологічності рушія трактор ХТЗ-160У має на здвоєних шинах 420/85R34 GoodYear 142 (A8), який може також здійснювати міжрядний обробіток рослин. Базова шина 480/70R34 Voltyre 143 (A8) має найгірші показники ефективності та не може бути рекомендована для впровадження, оскільки задовольняє агроекологічним вимогам тільки на 18% території України. Шина 540/65R34 Mitas 148 (A8) має найвищий показник наведеної продуктивності, тому рекомендована в якості базової. Вона встановлена виробником на перші дослідні зразки трактора ХТЗ-160У, який проходить випробування. Решта шин має близькі показники, тому вони рекомендовані для комплектації трактора ХТЗ-160У при роботі за відповідним призначенням.

#### Список літератури

1. OECD standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance. CODE 2. February 2019. URL: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/02-oecd-tractor-codes-code-02.pdf>
2. Test reports // Nebraska tractor test laboratory. – Access mode: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports/>. – Date of the application: 25.11.2021.
3. DLG Test Report database [Electronic resource] // DLG Agriculture. – Access mode: <https://www.dlg.org/en/agriculture/tests/query-for-test-reports/>. – Date of the application: 25.11.2021.
4. Degrell O., Feuerstein T.: DLG-PowerMix – Ein praxisorientierter Traktorentest, [Online]: [http://www.tec.wzw.tum.de/studium/power\\_mix](http://www.tec.wzw.tum.de/studium/power_mix). – Date of the application: 25.11.2021.
5. Potentialanalyse bedarfsgerecht betriebener Nebenaggregate an einem Off-Highway-Motor: Dissertation. Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor der Ingenieurwissenschaften / Stefan Berlenz. – Karlsruhe, 2015. – 137 s.
6. Predicting tractor diesel fuel consumption / R. Grisso, J. Perumrpal, D. Vaughan [et al.] // *Virginia Cooperative Extension (VCE)*. – Publ. 442-073.
7. Sendhilkumar M., Faiyazi J., Seibold F., Apostolov H. (2018) Methodology for Correlating OECD and DLG PowerMix Test Data to Calculate and Analyze Area-related Fuel Consumption of Agricultural Tractors and Incorporate Life Cycle Assessment. In: Berns K. et al. (eds) Commercial Vehicle Technology 2018. Proceedings. Springer Vieweg, Wiesbaden. [https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8\\_17](https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_17).
8. Andersen J. Methods to calculate and declare fuel consumption for heavy non road mobile machinery / J. Andersen, S. Åberg, L. Erlandsson // A report for the Swedish road administration. – 2010. – P. 55.
9. Mathematical model of diesel engine characteristics for determining the performance of traction dynamics of wheel-type tractor / O. Rebrov, A. Kozhusko, B. Kalchenko, A. Mamontov, A. Zakovorotniy, E. Kalinin, E. Holovina // *EUREKA: Physics and Engineering*. – 2020. – № 4. – P. 90–100. DOI: <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2020.001352>.
10. Tritschler P. Optimisation de l'architecture électrique et gestion d'énergie pour un système à pile à combustible embarquée dédiée à l'application agricole. Sciences de l'ingénieur [physics] / P. Tritschler // Université de Grenoble, 2010. Français. – P. 126.
11. Парсаданов І. В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію: монографія / Парсаданов І. В. – Харків: НТУ «ХПІ», 2003. – 244 с. – Рос. мовою.
12. Ребров О.Ю. Розподіл допустимого тиску на ґрунт ходових систем колісних тракторів за територією України / О.Ю. Ребров // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Сер. Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2018. – № 27 (1303). – С. 110–116.
13. Вибір параметрів шин сільськогосподарських тракторів: монографія / О. Ю. Ребров. – Харків. Видавець: О. А. Мірошніченко, 2021. – 304 с. іл.
14. Наукове обґрунтування підвищення ефективності колісних рушіїв сільськогосподарських тракторів на енергоємних технологічних операціях обробітку ґрунту: дис. ... д-р техн. наук: 05.22.02 / Ребров Олексій Юрійович. – Харків, 2021. – 423 с.

## References (transliterated)

1. OECD standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance. CODE 2. February 2019. URL: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/02-oecd-tractor-codes-code-02.pdf>
2. Test reports // Nebraska tractor test laboratory. – Access mode: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports/>. – Date of the application: 25.11.2021.
3. DLG Test Report database [Electronic resource] // DLG Agriculture. – Access mode: <https://www.dlg.org/en/agriculture/tests/query-for-test-reports/>. – Date of the application: 25.11.2021.
4. Degrell O., Feuerstein T.: DLG-PowerMix – Ein praxisorientierter Traktorentest, [Online]: [http://www.tec.wzw.tum.de/studium/power\\_mix](http://www.tec.wzw.tum.de/studium/power_mix). – Date of the application: 25.11.2021.
5. Potentialanalyse bedarfsgerecht betriebener Nebenaggregate an einem Off-Highway-Motor: Dissertation. Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor der Ingenieurwissenschaften / Stefan Berlenz. – Karlsruhe, 2015. – 137 s.
6. Predicting tractor diesel fuel consumption / R. Grisso, J. Perumpral, D. Vaughan [et al.] // *Virginia Cooperative Extension (VCE)*. – Publ. 442-073.
7. Sendhilkumar M., Faiyazi J., Seibold F., Apostolov H. (2018) Methodology for Correlating OECD and DLG PowerMix Test Data to Calculate and Analyze Area-related Fuel Consumption of Agricultural Tractors and Incorporate Life Cycle Assessment. In: Berns K. et al. (eds) *Commercial Vehicle Technology 2018. Proceedings*. Springer Vieweg, Wiesbaden. [https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8\\_17](https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_17).
8. Andersen J. Methods to calculate and declare fuel consumption for heavy non road mobile machinery / J. Andersen, S. Åberg, L. Erlandsson // A report for the Swedish road administration. – 2010. – P. 55.
9. Mathematical model of diesel engine characteristics for determining the performance of traction dynamics of wheel-type tractor / O. Rebrov, A. Kozhusko, B. Kalchenko, A. Mamontov, A. Zakovorotniy, E. Kalinin, E. Holovina // *EUREKA: Physics and Engineering*. – 2020. – № 4. – P. 90–100. DOI: <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2020.001352>.
10. Tritschler P. Optimisation de l'architecture électrique et gestion d'énergie pour un système à pile à combustible embarquée dédiée à l'application agricole. Sciences de l'ingénieur [physics] / P. Tritschler // Université de Grenoble, 2010. Français. – P. 126.
11. Parsadanov I. V. Pidvyshchennia yakosti i konkurentospromozhnosti dyzeliv na osnovi kompleksnoho palyvno-ekolohichnoho kryteriiu: monohrafiia [Improving the quality and competitiveness of diesels based on a comprehensive fuel and environmental criterion: a monograph] / Parsadanov I. V. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2003.
12. Rebrov O.Iu. Rozpodil dopustymoho tysku na grunt khodovykh system kolisnykh traktoriv za terytoriiu Ukrainy [Distribution of admissible pressure on the ground of running systems of wheeled tractors on the territory of Ukraine] / O.Iu. Rebrov // *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Ser. Matematychni modeliuvannia v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh*. – Kharkiv: NTU «KhPI» [Bulletin of the National Technical University "KhPI": Mathematical modeling in engineering and technology]. – 2018. – № 27 (1303). – S. 110–116.
13. Vybir parametriv shyn silskohospodarskykh traktoriv: monohrafiia [Choice of parameters of agricultural tractors tires: monograph] / O.Yu. Rebrov. – Kharkiv. Vydavets: O.A. Miroshnychenko, 2021. – 304 c. il.
14. Naukove obgruntuvannia pidvyshchennia efektyvnosti kolisnykh rushiiv silskohospodarskykh traktoriv na enerhoiemnykh tekhnolohichnykh operatsiiah obrobitku gruntu [Scientific substantiation of increasing of wheeled agricultural tractor's propulsors efficiency on energy intensive technological operations of soil tillage. – Manuscript]: dys. ... d-r tekhn. nauk: 05.22.02 / Rebrov Oleksii Yuriiiovych. – Kharkiv, 2021. – 423 s.

*Надійшла (received) 10.12.2021*

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Ребров Олексій Юрійович (Ребров Алексей Юрьевич, Rebrov Oleksii Yuriyovich)** – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1312-9992>; e-mail: [alexrebrov0108@gmail.com](mailto:alexrebrov0108@gmail.com)

**Якунін Максим Євгенович (Якунин Максим Евгеньевич, Yakunin Maksym Yevgenovich)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; e-mail: [yakunin\\_maksim92@ukr.net](mailto:yakunin_maksim92@ukr.net)

## ЗМІСТ

## Автомобілебудування

<i>А.М. Борисенко, Є.А. Борисенко, С.І. Кондрашов, М.Є. Сергієнко, Н.М. Павлова, О.В. Триньов.</i> Аналіз процесів і оптимізація частоти живлення електромагнітного накладного датчика вприску палива.....	3
<i>Є.О. Дубінін, Д.М. Клец, О.С. Полянський, А.І. Коробко, В.Ю. Байдала</i> Вдосконалення методу динамічних випробувань колісних машин.....	12
<i>Д. М. Клец, Є. О. Дубінін, Є. С. Пелипенко, В. Ю. Байдала</i> Визначення парціальних прискорень двовісної машини з усіма керованими колесами.....	23
<i>О.І. Назаров, С.І. Кривошапов, В.А. Цибульський, М.Є. Сергієнко</i> Оцінка зносостійкості фрикційних поверхонь дискових гальм легкових автомобілів .....	34

## Тракторобудування

<i>В.М. Зубко</i> Обґрунтування та вибір енергетичних засобів для агрегування агромашин.....	43
<i>Є.І. Калінін, А.М. Філоненко, Ю.І. Колеснік, Р.М. Петров</i> Дослідження коливань трактору тягового клас 3кН та шляхи покращення плавності його ходу зі зниженням напруженості ресор.....	51
<i>А.П. Кожушко, О.С. Трембач, С.І. Болтенко</i> Математична модель процесу розгону колісного трактора з урахуванням паливоподачі тароботи гідропідтискної муфти .....	61
<i>М.О. Міцель</i> Перспективи розробки гібридних двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій транспортних засобів.....	73
<i>М.А. Подригало, А.А. Кашканов, В.С. Шейн, О.В. Касьяненко, В.В. Ужик</i> Методика прогнозування довговічності фрикційних накладок тракторних гальм.....	79
<i>М.А. Подригало, В.М. Краснокутський, В.М. Шевцов</i> Принципи раціонального агрегування тракторних самохідних шасі.....	91
<i>О.Ю. Ребров, М.Є. Якунін</i> Імітаційні випробування трактора ХТЗ-160у на основі польових циклів PowerMix.....	99

## CONTENTS

## Automobile

<i>A. Borysenko, Ye. Borisenko, S. Kondrashov, N. Sergienko, N. Pavlova, A. Trynov</i> Analysis of processes and optimization of power frequency of electromagnetic supply sensor of fuel injection.....	3
<i>Ye. Dubinin, D. Klets, O. Polyansky, A. Korobko, V. Baidala</i> Improvement of the wheeled vehicles dynamic testing method.....	12
<i>D. Klets, Y. Dubinin, Y. Pelypenko, V. Baidala</i> Determination of the partial acceleration of a two–axle vehicle with all–handled wheels.....	23

<i>A. Nazarov, S. Krivoshapov, V. Tsybulsky, N. Sergienko</i> Evaluation of wear resistance of friction surfaces for disc brakes of passenger cars.....	34
---	----

### Tractor Construction

<i>V. Zubko</i> Justification and choice of energy facilities for aggregation of agricultural machines.....	43
<i>E. Kalinin, A. Filonenko, Y. Koliesnik, R. Petrov</i> Research of oscillations of a tractor driving class 3kN and ways to improve its ride smoothness with reducing spring tension.....	51
<i>A. Kozhushko, O. Trembach, S. Boltenko</i> Mathematical model of the acceleration process of a wheeled tractor with considering the fuel supply and the operation of the hydro-clamping clutch.....	61
<i>M. Mittsel</i> Prospects for the development of hybrid continuously variable hydrostatic-mechanical transmission of vehicles.....	73
<i>M. Podryhalo, A. Kashkanov, V. Shein, O. Kasianenko, V. Uzhyk</i> Method for prediction of durability of friction linings of tractor brakes.....	79
<i>M. Podryhalo, V. Krasnokutskiy, V. Shevtsov</i> Principles of rational aggregation of tractor self-propelled chassis.....	91
<i>O. Rebrov, M. Yakunin</i> Simulation testing of the khtz-160u tractor based on powermix field cycles.....	99

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК  
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ».  
СЕРІЯ: АВТОМОБІЛЕ- ТА ТРАКТОРОБУДУВАННЯ**

**Збірник наукових праць**

**№ 2'2021**

Наукові редактори: Самородов В.Б., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна  
Бондаренко А. І. д-р техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна  
Технічний редактор: Пелипенко Є.С., канд. техн. наук, НТУ «ХПІ», Україна

Відповідальний за випуск: Бондаренко А. І. д-р техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ»

**АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ:** 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ».  
Кафедра автомобіле- і тракторобудування.  
Тел.: (057) 707-64-64; e-mail: anatoliybon13@gmail.com

Підп. до друку 29.12.2021 р. Формат 60x84 1/8. Папір офсетний. Друк офсетний.  
Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 102. Облік.-вид. арк. 12. Тираж 300 пр. Зам. № 23. Ціна  
договірна.

---

Тираж 300 пр. Зам. № 23. Ціна договірна. Друкарня ТОВ «Цифра принт»  
Свідоцтво про державну реєстрацію А01 № 432705 від 03.08.2009 р.  
61058, Харків, вул. Данилевського, 30. Телефон : (057) 786-18-60.