

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

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

№ 1'2021

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

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

№ 1'2021

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Kharkiv
NTU "KhPI", 2021

Харків
НТУ «ХПІ», 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. – № 1'2021. – 105 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

Є.Є. АЛЕКСАНДРОВ, В.І. КЛИМЕНКО, Д.М. ЛЕОНТЬЄВ, М.О. ТЕРНОВИЙ

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЕЛЕКТРОННОЇ СИСТЕМИ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ

В роботі проведений огляд науково-технічної літератури з розробки електронних систем курсової стійкості з функцією розподілу гальмових зусиль, який дозволив зробити висновок, що для всюдихідних колісних машин такі системи повинні будуватись із застосуванням датчиків інерційної навігації – гіроскопічних приладів і акселераторів. Запропонована функціональна схема системи курсової стійкості з функцією розподілу гальмового зусилля побудована із застосуванням принципів безплатформних інерційних систем, в яких орієнтація корпусу автомобіля відносно вісей інерційної системи координат здійснюється за допомогою обчислення в бортовій цифровій обчислювальній машині кватерніону, компонентами якого являються параметри Родріга-Гамільтона, що на відміну від кутів Ейлера можуть бути обчислені з необхідним ступенем точності за допомогою достатньо простого алгоритму. Розроблені алгоритми оцінювання поточних параметрів збуреного руху корпусу колісної машини в процесі термінового її гальмування, а саме, куту відхилення подовженої вісі корпусу від заданого напрямку руху, кутової швидкості обертання корпусу та бічного зсуву центру тяжіння корпусу відносно заданої траєкторії руху транспортного засобу. На основі поточної оцінки перелічених параметрів сформований алгоритм стабілізації корпусу колісної машини в режимі термінового її гальмування.

Ключові слова: автоматична система, електронна система, система курсової стійкості, моделювання систем, курсова стійкість, система контролю стабільності транспортного засобу, безплатформна інерційна система; параметри Родріга-Гамільтона; низькочастотні фільтри Баттеруорта і Ланцоша

Е.Е. АЛЕКСАНДРОВ, В.И. КЛИМЕНКО, Д.Н. ЛЕОНТЬЕВ, Н.А. ТЕРНОВОЙ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМЫ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ

В работе проведен обзор научно-технической литературы по разработке электронных систем курсовой устойчивости с функцией распределения тормозных усилий, который позволил сделать вывод о том, что для вездеходных колесных машин такие системы должны строиться с применением датчиков инерционной навигации – гироскопических приборов и акселераторов. Предложенная функциональная схема системы курсовой устойчивости с функцией распределения тормозного усилия, построена с применением принципов бесплатформенных инерционных систем, в которых ориентация корпуса автомобиля относительно координат осей инерционной системы осуществляется с помощью вычисления в бортовой цифровой вычислительной машине кватерниона, компонентами которой являются параметры Родрига-Гамельтона, которые отличаются от углов Эйлера и могут быть вычислены с необходимой степенью точности при помощи простого алгоритма. Разработаны алгоритмы оценки текущих параметров возмущенного движения корпуса колесной машины в процессе экстренного ее торможения, а именно угла отклонения продольной оси корпуса от заданного направления движения, угловой скорости вращения корпуса и бокового смещения центра тяжести корпуса относительно заданной траектории движения транспортного средства. На основе текущей оценки перечисленных параметров сформирован алгоритм стабилизации корпуса колесной машины в режиме экстренного ее торможения.

Ключевые слова: автоматическая система, электронная система, система курсовой устойчивости, моделирование систем, курсовая устойчивость, система контроля устойчивости транспортного средства, бесплатформенная инерционная система; параметры Родрига-Гамельтона; цифровые низкочастотные фильтры Баттеруорта и Ланцоша

YE. ALEKSANDROV, V. KLYMENKO, D. LEONTIEV, M. TERNOVYI

MATHEMATICAL MODELING OF THE VEHICLE STABILITY CONTROL OF THE VEHICLE

The paper reviews the scientific and technical literature on the development of electronic stability systems with brake force distribution, which led to the conclusion that for all-terrain wheeled vehicles such systems should be built using inertial navigation sensors - gyroscopes and accelerators. The proposed functional scheme of the stability system with

brake force distribution is built using the principles of platformless inertial systems, in which the orientation of the car body relative to the axes of the inertial coordinate system is carried out by calculating in the onboard digital computer quaternion in contrast to Euler angles can be calculated with the required degree of accuracy using a fairly simple algorithm. Algorithms for estimating the current parameters of perturbed motion of the wheel body in the process of its urgent braking, namely, the angle of deviation of the elongated axis of the body from a given direction, angular velocity and lateral displacement of the center of gravity relative to a given trajectory. On the basis of the current estimation of the listed parameters the algorithm of stabilization of the case of the wheeled car in the mode of its urgent braking is formed.

Keywords: automatic system, electronic system, stability system, system modeling, stability, vehicle stability control system, platformless inertial system; Rodrigon-Hamilton parameters; low-pass Butterworth and Lancos filters

Вступ. Сучасні автомобілі представницького класу, як правило, оснащені системами автоматичного керування гальмами, які складаються принаймні з трьох паралельно функціонуючих систем: анти блокувальної системи (*Anti-lock Braking System - ABS*), що запобігає блокуванню коліс при різкому натисканні на педаль гальма; протибуксувальної систем (*Traction Control System – TCS*), що запобігає буксуванню ведучих коліс транспортного засобу при надмірному натисканні на педаль керування подачею палива; системи курсової стійкості автомобіля (*Vehicle Stability Control – VSC*), яка забезпечує необхідні показники стійкості руху автомобіля в процесі його розгону або гальмування.

Аналіз основних досягнень і публікацій. З початку ХХІ сторіччя спостерігається широке застосування систем *VSC* автомобільними корпораціями США, Японії, Південної Кореї та Євросоюзу. Паралельно з практичними розробками в цих країнах проводяться глибокі наукові дослідження систем *VSC* з метою їх удосконалення [1-3], регулярно проводяться міжнародні науково-технічні конференції, де обговорюються результати покращення цих систем шляхом включення в алгоритми їх роботи не тільки функції *ABS*, *TCS*, а й функції електронних систем розподілу гальмових зусиль (*Electronic Brake Distribution – EBD*) [4-11]. Функція системи *EBD* в системі *VSC* виконуються в комплексі з функціями системами *ABS* і дозволяють більш ефективно розподілити гальмові зусилля на колесах транспортного засобу та підвищити керованість і стійкість руху автомобіля в процесі термінового його гальмування. Критичний огляд літературних джерел [1-11] дозволяє визначити типову структуру систем *VSC*, зокрема й тих, що включають функції *EBD*, які застосовуються в сучасних легкових автомобілях представницького класу, що експлуатуються в умовах автобанів та автомобільних шляхів з високоякісним дорожнім покриттям. Зазначені системи в якості чутливих елементів, як правило, застосовують електронні датчики кутових швидкостей коліс автомобіля, датчики положення рульового колеса та педалі керування подачею палива, а також доплерівський датчик поточної швидкості руху автомобіля. Але така структура жодним чином не може бути застосована у всюдихідних автомобілях військового призначення, які експлуатуються в умовах зруйнованих доріг і бездоріжжя, коли явища юзу і буксування ведучих коліс не дозволяють з потрібним рівнем точності обчислити відхилення корпусу автомобіля від заданого напрямку його руху та поточну швидкість автомобіля. Тому в таких автомобілях системи *VSC*, з функціями *EBD*, повинні будуватись із застосуванням датчиків інерційної навігації, а саме, гіроскопічних приладів і акселераторів, наприклад, як це зроблено в роботах [12-15]. В цих роботах пропонується застосування в системі курсової стійкості автомобіля безплатформної інерційної системи (БІНС), яка містить три гіроскопічних датчика кутової швидкості корпусу автомобіля та три акселерометри, вісі яких співпадають за напрямком із власними центральними осями інерції корпусу транспортного засобу, а також бортову цифрову обчислювальну машину (БЦОМ), що реалізує алгоритми БІНС.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є побудова функціональної схеми цифрової системи курсової стійкості автомобіля та алгоритмів, що реалізується бортовою цифровою обчислювальною машиною, що формує сигнал керування для гальмової системи автомобіля.

Побудова функціональної схеми цифрової системи VSC з функцією EBD.

Функціональна схема цифрової системи EBD, розробленої за участі авторів статті для сучасного колісного транспортера, приведена на рис. 1.

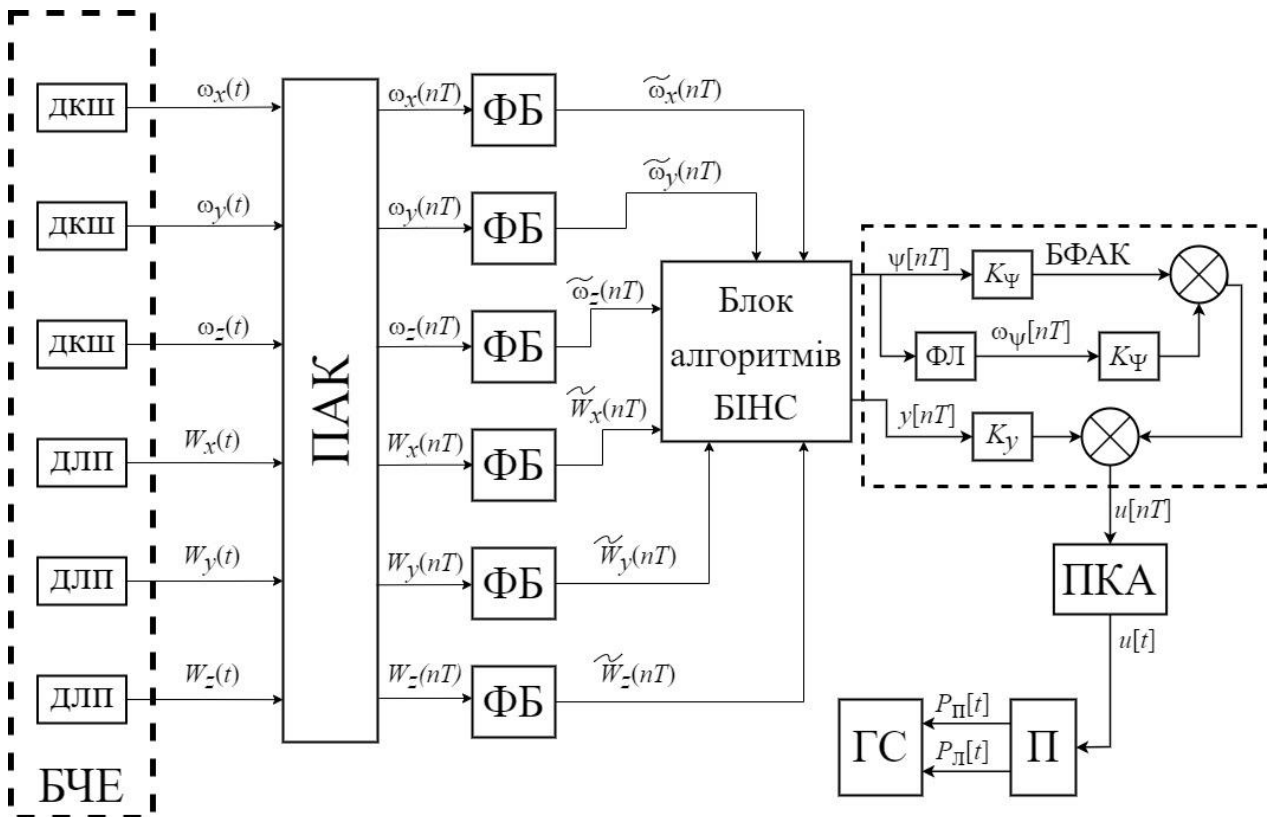


Рис. 1 – Функціональна схема системи VSC з функцією EBD всюдихідного транспортного засобу

Блок чутливих елементів БЧЕ містить три датчики кутових швидкостей ДКШ, вісі чутливості яких спрямовані уздовж власних центральних вісей інерції автомобіля: поздовжньої вісі OX ; поперечної вісі OY і вертикальної вісі OZ . БЧЕ містить також три акселератори (датчики лінійних прискорень ДЛП), вісі чутливості яких також спрямовані уздовж власних центр обіжних вісей інерції автомобіля.

Вихідні сигнали датчиків надходять до перетворювача «аналог - код» (ПАК) БЦОМ, з виходу якого решітчасті функції $\omega_x[nT]$, $\omega_y[nT]$, $\omega_z[nT]$, $W_x[nT]$, $W_y[nT]$ і $W_z[nT]$ надходять до цифрових низькочастотних фільтрів Баттеруорта [12, 13], які відфільтровують високочастотні заводи зазначених решітчастих функцій, що пов'язані із власною динамікою датчиків і високочастотними вібраціями основи, на якій встановлені датчики. Відфільтровані решітчасті функції $\tilde{\omega}_x[nT]$, $\tilde{\omega}_y[nT]$, $\tilde{\omega}_z[nT]$, $\tilde{W}_x[nT]$, $\tilde{W}_y[nT]$ і $\tilde{W}_z[nT]$ поступають до входів блоку алгоритмів БІНС, а на виході блоку мають місце решітчасті функції $\psi[nT]$ і $y[nT]$, що характеризують збурений рух об'єкту керування, а саме, кут відхилення подовженої вісі автомобіля та баковий зсув центру мас корпусу відносно заданої траєкторії руху відповідно (рис. 2).

Функції $\psi[nT]$ і $y[nT]$ подаються до входу блока формування алгоритму керування (БФАК), який містить цифровий низькочастотний фільтр Ланцоша [17] і два суматора, які формують решітчасту функцію $u[nT]$.

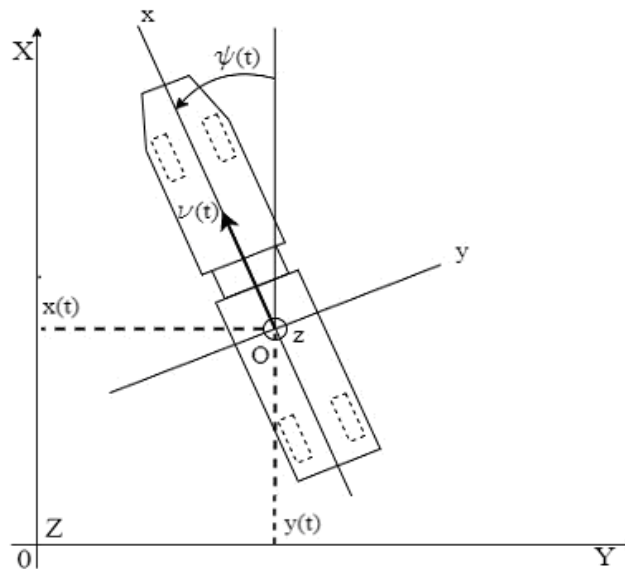


Рис. 2 – Системи координат: $OXYZ$ – інерційні; $oxuz$ – пов'язані з центром тяжіння транспортного засобу

З виходу БФАК сигнал керування у вигляді решітчастої функції $u[nT]$ надходить до перетворювача «код-аналог», з виходу якого аналоговий сигнал $u(t)$ подається до входу електрогідравлічного, або електропневматичного підсилювача П, який формує тиск робочого тіла (гальмівної рідини, або повітря) $P_p(t)$ і $P_l(t)$ у гальмівних магістралях правого і лівого бортів автомобіля.

Алгоритми, що реалізуються бортової цифрової обчислювальної машини.

Передавальна функція фільтра Баттеруорта другого порядку записується у вигляді

$$W_A(z) = \frac{a_0 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2}}{b_0 + b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2}} \quad (1)$$

де z – комплексна змінна Z – перетворення решітчастої функції [18].

У відповідності до (1) алгоритми фільтрації решітчастих функцій $\omega_x[nT]$, $\omega_y[nT]$, $\omega_z[nT]$, $W_x[nT]$, $W_y[nT]$ і $W_z[nT]$ мають наступний вигляд:

$$\begin{cases} \tilde{\omega}_x[nT] = \frac{1}{b_0} \{a_0 \omega_x[nT] + a_1 \omega_x[(n-1)T] + a_2 \omega_x[(n-2)T] - b_1 \tilde{\omega}_x[(n-1)T] - b_2 \tilde{\omega}_x[(n-2)T]\}; \\ \tilde{\omega}_y[nT] = \frac{1}{b_0} \{a_0 \omega_y[nT] + a_1 \omega_y[(n-1)T] + a_2 \omega_y[(n-2)T] - b_1 \tilde{\omega}_y[(n-1)T] - b_2 \tilde{\omega}_y[(n-2)T]\}; \\ \tilde{\omega}_z[nT] = \frac{1}{b_0} \{a_0 \omega_z[nT] + a_1 \omega_z[(n-1)T] + a_2 \omega_z[(n-2)T] - b_1 \tilde{\omega}_z[(n-1)T] - b_2 \tilde{\omega}_z[(n-2)T]\}, \\ \tilde{W}_x[nT] = \frac{1}{b_0} \{a_0 W_x[nT] + a_1 W_x[(n-1)T] + a_2 W_x[(n-2)T] - b_1 \tilde{W}_x[(n-1)T] - b_2 \tilde{W}_x[(n-2)T]\}; \\ \tilde{W}_y[nT] = \frac{1}{b_0} \{a_0 W_y[nT] + a_1 W_y[(n-1)T] + a_2 W_y[(n-2)T] - b_1 \tilde{W}_y[(n-1)T] - b_2 \tilde{W}_y[(n-2)T]\}; \\ \tilde{W}_z[nT] = \frac{1}{b_0} \{a_0 W_z[nT] + a_1 W_z[(n-1)T] + a_2 W_z[(n-2)T] - b_1 \tilde{W}_z[(n-1)T] - b_2 \tilde{W}_z[(n-2)T]\}. \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \tilde{W}_x[nT] = \frac{1}{b_0} \{a_0 W_x[nT] + a_1 W_x[(n-1)T] + a_2 W_x[(n-2)T] - b_1 \tilde{W}_x[(n-1)T] - b_2 \tilde{W}_x[(n-2)T]\}; \\ \tilde{W}_y[nT] = \frac{1}{b_0} \{a_0 W_y[nT] + a_1 W_y[(n-1)T] + a_2 W_y[(n-2)T] - b_1 \tilde{W}_y[(n-1)T] - b_2 \tilde{W}_y[(n-2)T]\}; \\ \tilde{W}_z[nT] = \frac{1}{b_0} \{a_0 W_z[nT] + a_1 W_z[(n-1)T] + a_2 W_z[(n-2)T] - b_1 \tilde{W}_z[(n-1)T] - b_2 \tilde{W}_z[(n-2)T]\}. \end{cases} \quad (3)$$

Для завдання орієнтації корпусу автомобіля відносно вісей інерціальної системи координат вводиться нормований кватерніон $\Lambda(t)$, який містить чотири параметри

$$\Lambda(t) = \begin{bmatrix} \lambda_0(t) \\ \lambda_1(t) \\ \lambda_2(t) \\ \lambda_3(t) \end{bmatrix}, \quad (4)$$

пов'язані умовою нормування

$$\lambda_0^2(t) + \lambda_1^2(t) + \lambda_2^2(t) + \lambda_3^2(t) = 1. \quad (5)$$

Компоненти вектору $\Lambda(t)$ називаються параметрами Родріга-Гамільтона, які пов'язані з кутовими швидкостями $\omega_x(t)$, $\omega_y(t)$ та $\omega_z(t)$ кінематичними диференціальними рівняннями [19, 20]:

$$\begin{cases} \dot{\lambda}_0(t) = -0,5[\omega_x(t)\lambda_1(t) + \omega_y(t)\lambda_2(t) + \omega_z(t)\lambda_3(t)]; \\ \dot{\lambda}_1(t) = 0,5[\omega_x(t)\lambda_0(t) + \omega_z(t)\lambda_2(t) - \omega_y(t)\lambda_3(t)]; \\ \dot{\lambda}_2(t) = 0,5[\omega_y(t)\lambda_0(t) + \omega_x(t)\lambda_3(t) - \omega_z(t)\lambda_1(t)]; \\ \dot{\lambda}_3(t) = 0,5[\omega_z(t)\lambda_0(t) + \omega_y(t)\lambda_1(t) - \omega_x(t)\lambda_2(t)]. \end{cases} \quad (6)$$

Відхилення подовжньої вісі автомобіля від заданого напрямку руху в процесі термінового гальмування визначається формулою [15]

$$\Psi(t) = 2\lambda_0(t)\lambda_3(t). \quad (7)$$

З урахуванням співвідношень (5) – (7) та з використанням результатів робіт [21, 22] запишемо алгоритм обчислення решітчастої функції $\Psi[nT]$. На непарному кроці роботи цифрової системи значення параметрів Родріга-Гамільтона обчислюється за допомогою алгоритму:

$$\begin{aligned} \lambda_1[nT] &= \lambda_1[(n-1)T] + 0,5T \{ \tilde{\omega}_x[nT]\lambda_0[(n-1)T] + \tilde{\omega}_z[nT]\lambda_2[(n-1)T] - \tilde{\omega}_y[nT]\lambda_3[(n-1)T] \}; \\ \lambda_2[nT] &= \lambda_2[(n-1)T] + 0,5T \{ \tilde{\omega}_x[nT]\lambda_3[(n-1)T] + \tilde{\omega}_y[nT]\lambda_0[(n-1)T] - \tilde{\omega}_z[nT]\lambda_1[(n-1)T] \}; \\ \lambda_3[nT] &= \lambda_3[(n-1)T] + 0,5T \{ \tilde{\omega}_y[nT]\lambda_1[(n-1)T] + \tilde{\omega}_z[nT]\lambda_0[(n-1)T] - \tilde{\omega}_x[nT]\lambda_2[(n-1)T] \}; \\ \lambda_0[nT] &= \sqrt{1 - \lambda_1^2[nT] - \lambda_2^2[nT] - \lambda_3^2[nT]}. \end{aligned}$$

На парному кроці роботи системи значення параметрів Родріга-Гамільтона обчислюється у зворотному порядку за допомогою алгоритму:

$$\begin{aligned} \lambda_3[nT] &= \lambda_3[(n-1)T] + 0,5T \{ \tilde{\omega}_y[nT]\lambda_1[(n-1)T] + \tilde{\omega}_z[nT]\lambda_0[(n-1)T] - \tilde{\omega}_x[nT]\lambda_2[(n-1)T] \}; \\ \lambda_2[nT] &= \lambda_2[(n-1)T] + 0,5T \{ \tilde{\omega}_x[nT]\lambda_3[(n-1)T] + \tilde{\omega}_y[nT]\lambda_0[(n-1)T] - \tilde{\omega}_z[nT]\lambda_1[(n-1)T] \}; \\ \lambda_1[nT] &= \lambda_1[(n-1)T] + 0,5T \{ \tilde{\omega}_x[nT]\lambda_0[(n-1)T] + \tilde{\omega}_z[nT]\lambda_2[(n-1)T] - \tilde{\omega}_y[nT]\lambda_3[(n-1)T] \}; \\ \lambda_0[nT] &= \sqrt{1 - \lambda_1^2[nT] - \lambda_2^2[nT] - \lambda_3^2[nT]}. \end{aligned}$$

Решітчаста функція $\Psi[nT]$ на будь якому кроці алгоритму обчислюється за формулою

$$\Psi[nT] = 2\lambda_0[nT]\lambda_3[nT]. \quad (8)$$

Складові лінійної швидкості переміщення центру мас автомобіля вздовж часових центральних вісей інерції автомобіля оцінюються співвідношеннями

$$\begin{cases} V_x[nT] = V_x[(n-1)T] + 0,5T \{ \tilde{W}_x[nT] + \tilde{W}_x[(n-1)T] \}; \\ V_y[nT] = V_y[(n-1)T] + 0,5T \{ \tilde{W}_y[nT] + \tilde{W}_y[(n-1)T] \}; \\ V_z[nT] = V_z[(n-1)T] + 0,5T \{ \tilde{W}_z[nT] + \tilde{W}_z[(n-1)T] \}, \end{cases} \quad (9)$$

а проекція швидкості бічного зсуву центру мас на вісь OY визначається за формулою

$$V_y[nT] = \frac{1}{2} \left\{ \begin{aligned} & 2 \left(\begin{aligned} & \lambda_0[nT]\lambda_3[nT] + \lambda_1[nT]\lambda_2[nT] + \\ & + \lambda_0[(n-1)T]\lambda_3[(n-1)T] + \\ & + \lambda_1[(n-1)T]\lambda_2[(n-1)T] \end{aligned} \right) V_x[nT] + \\ & \left(\begin{aligned} & \lambda_0^2[nT] + \lambda_2^2[nT] - \lambda_1^2[nT] - \lambda_3^2[nT] + \\ & + \lambda_0^2[(n-1)T] + \lambda_2^2[(n-1)T] - \\ & - \lambda_1^2[(n-1)T] - \lambda_3^2[(n-1)T] \end{aligned} \right) V_y[nT] + \\ & + 2 \left(\begin{aligned} & \lambda_3[nT]\lambda_2[nT] - \lambda_0[nT]\lambda_1[nT] - \\ & - \lambda_0[(n-1)T]\lambda_1[(n-1)T] + \\ & + \lambda_3[(n-1)T]\lambda_2[(n-1)T] \end{aligned} \right) V_z[nT] \end{aligned} \right\}. \quad (10)$$

Бічний зсув центру тяжіння транспортного засобу обчислюється БЦОМ за допомогою різницевого рівняння

$$y[nT] = y[(n-1)T] + \frac{T}{2} \{ V_y[nT] + V_y[(n-1)T] \}. \quad (11)$$

У відповідності з рис. 1 решітчаста функція (8) подається до входу ФЛ (фільтра Ланцоша) з передавальною функцією

$$W_\Lambda(z) = c_0 + c_1 z^{-1} - c_1 z^{-3} - c_0 z^{-4},$$

що відповідає алгоритму формування решітчастої функції $\omega_\Psi[nT]$ у наступному вигляді

$$\omega_\Psi[nT] = c_0 \Psi[nT] + c_1 \Psi[(n-1)T] - c_1 \Psi[(n-3)T] - c_0 \Psi[(n-4)T]. \quad (12)$$

І, нарешті, блок формування алгоритму керування (БФАК) формує алгоритм керування у вигляді решітчастої функції

$$u[nT] = K_\Psi \Psi[nT] + K_\psi \omega_\Psi[nT] + K_y y[nT], \quad (13)$$

де K_Ψ , K_ψ та K_y – варійовані параметри алгоритму керування, вибір яких рекомендується здійснювати у відповідності з роботами [23, 24].

Решітчаста функція (13) подається до входу перетворювача «код-аналог» (ПКА), вихідний сигнал якого $u(t)$ подається до входу електрогидравлічного або електропневматичного підсилювача П з виходу якого робоче тіло гальмової системи (гальмова рідина, або повітря) під тиском $P_i(t)$ та $P_e(t)$ подається до гальмових магістралей правого та лівого борту автомобіля.

Висновки. Побудову цифрової системи курсової стійкості всюдихідного транспортного засобу в режимі екстреного гальмування, який здійснює рух в умовах зруйнованих доріг, або повного бездоріжжя, пропонується за рахунок застосування принципів безплатформних інерційних систем. Застосування параметрів Родріга-Гамільтона дозволило розробити досить

прості алгоритми визначення параметрів збуреного руху транспортного засобу, що без проблем реалізується бортовою цифровою обчислювальною машиною з метою формування алгоритму стабілізації корпусу автомобіля відносно заданої траєкторії його руху.

Список літератури:

1. Tavernini D., Velenis E., Longo S. Distribution Control for Minimum Pitch. *Vehicle System Dynamics*. 2017. Vol. 55. № 6. pp. 902-923
2. Fujimoto H., Narada S. Model – Based Range Extension Control System for Electric Vehicles with Front and Rear Driving – Braking Force Distribution. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2015. Vol. 62. №5. pp 3245-3254
3. Gong X., Qian L., Yan I. Research on Electronic Brake Force Distribution and Anti-Lock Brake of Vehicle Based on Direct Electro Hydraulic Actuator. *International Journal of Automotive Engineerind*. 2020. Vol. 11. № 2. pp 22-29
4. Tavernini D., Velenis E., Longo S. Model – Based Active Brake Force Distribution for Pitch Angle Minimization. *IEEE 54-th Conf. on Decision and Control*. December 15-18, 2015. Osaka, Japan. pp. 197-202
5. Nakamura E., Soga M., Sacai A., Otomo A., Kovayashi T. Development of Electronically Controlled Brake System for Hybrid Vehicle. *SAE 2002 World Congress*. Detroit, Michigan. March 4-7, 2002. Printed in USA. 6 p.
6. Park G., Coi S.B. Optimal Brake Distribution for Electronic Stability Control Using Weighted Least Square Allocation Method. 16-th Intern. Conf. “Automation and System” (ICCAS 2016). October 16-19, 2016 in HICO, Gyeongju, Korea
7. Xinyu Wu. Control Strategy and Algorithm Study on Light Vehicle Electronic Mechanical Braking System. 5-th Intern. Conf. on Electronic, Management, Information and Medicine (EMIM 2015). pp. 1453-1458
8. Her H., Cho W., Yi K. Vehicle Stability Control Using International Brake Force Based on Tire Force Information. 14-th Intern. IEEE Conf. of Intelligent Transportation Systems. Washington, USA. October 5-7, 2011. pp. 22-29
9. Ломака С.И., Рыжих Л.А., Красюк А.Н., Леонтьев Д.Н. Современные электронно-пневматические рабочие тормозные системы и их особенности. *Автомобильная промышленность*. № 5. – 2009. – С. 19-21.
10. Рыжих Л.А., Красюк А.Н., Леонтьев Д.Н., Быкадоров А.В. Системы контроля выходных параметров движения автотранспортного средства, *Вісник СевНТУ*. №143. – 2013. – С. 49-52
11. Леонтьев Д.Н., Рыжих Л.А., Ломака С.И. Алгоритмы функционирования регуляторов тормозных сил с электронным управлением. *Автомобильная промышленность*. № 11. – 2007. – С. 17-19.
12. Збруцький О.В., Богун Ю.В. Навігація наземного об'єкту за допомогою інтегрованої системи. *Космічна наука і технологія*. 2001. № 4. С. 45-50
13. Кононенко В.Ф. Разработка алгоритмов интегрированной навигационной системы вездеходной колесной машины. *Механіка та машинобудування*. 2007. № 1. С. 107-112.
14. Александров Е.Е., Кононенко В.А., Подригало М.А. Повышение устойчивости и управляемости колесных машин в тормозных режимах. Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. 320 с.
15. Хэмминг Р.В. Цифровые фильтры. – М.: Мир, 1984, 221 с.
16. Александрова Т.Е., Александрова И.Е., Лазаренко А.А. Цифровые фильтры в системах автомобильной автоматики. *Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ)*. 2014. № 1 (37). С. 25-28
17. Александрова Т.Е. Кононенко В.А., Лазаренко А.А. Сравнительный анализ цифровых ПД-стабилизаторов подвижных объектов с низкочастотными фильтрами Баттеруорта и Ланцоена. *Радіоелектроніка. Інформатика. Управління*. 2011. № 2. С. 148-152
18. Александров Е.Е. Александрова Т.Е. Математическое моделирование, системный анализ и синтез динамических систем. Харьков: НТУ «ХПИ». 2014. 200 с.
19. Бранец В.Н., Шмыглевский И.П. Применение кватернионов в задачах ориентации твердого тела. М.: Наука, 1973. 320 с.
20. Бранец В.Н. Введение в теорию бесплатформенных инерциальных систем. М.: Наука, 1992. 280 с.
21. Лебедев Д.В., Ткаченко А.И. Информационно-алгоритмические аспекты управления подвижными объектами. К.: Наукова думка. 2000. 216 с.
22. Панов А.П. Математические основы теории инерциальной ориентации. К.: Наукова думка. 1995. 279 с.

23. Aleksandrov Ye., Aleksandrova T., Kostianyk I., Morgun Ya. Parametric Synthesis of a Non-Stationary Automatic Control System of the Course Stability of a Car. *Advance on Information System*. 2020. Vol.4. №2. pp.51- 59
24. Yevgen Aleksandrov, Tetiana Aleksandrova, Yaroslav Morgun. About Stability of the Movement of the Refueling Vehicle Equiped With Digital System of Brake Forces Distribution During the Emergency Braking. *Advanced Information Systems*. 2021. Vol. 5. № 3. pp.59-65

References (transliterated)

1. Tavernini D., Velenis E., Longo S. Distribution Control for Minimum Pitch. *Vehicle System Dynamics*. 2017. Vol. 55. № 6. pp. 902-923
2. Fujimoto H., Narada S. Model – Based Range Extension Control System for Electric Vehicles witch Front and Rear Driving – Braking Force Distribution. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2015. Vol. 62. №5. pp 3245-3254
3. Gong X., Qian L., Yan I. Research on Electronic Brake Force Distribution and Anti-Lock Brake of Vehicle Based on Direct Electro Hydraulic Actuator. *International Journal of Automotive Engineerind*. 2020. Vol. 11. № 2. pp 22-29
4. Tavernini D., Velenis E., Longo S. Model – Based Active Brake Force Distribution for Pitch Angle Minimization. *IEEE 54-th Conf. on Decision and Control*. December 15-18, 2015. Osaca, Japan. pp. 197-202
5. Nakamura E., Soga M., Sacai A., Otomo A., Kovayashi T. Development of Electronically Controlled Brake System for Hybrid Vehicle. *SAE 2002 World Congress*. Detroit, Michigan. March 4-7, 2002. Printed in USA. 6 p.
6. Park G., Coi S.B. Optimal Brake Distribution for Electronic Stability Control Using Weighted Least Square Allocation Method. 16-th Intern. Conf. “Automation and System” (ICCAS 2016). October 16-19, 2016 in HICO, Gyeongju, Korea
7. Xinyu Wu. Control Strategy and Algorithm Study on Light Vehicle Electronic Mechanical Braking System. 5-th Intern. Conf. on Electronic, Management, Information and Medicine (EMIM 2015). pp. 1453-1458
8. Her H., Cho W., Yi K. Vehicle Stability Control Using International Brake Force Based on Tire Force Information. 14-th Intern. IEEE Conf. of Intelligent Transportation Systems. Washington, USA. October 5-7, 2011. pp. 22-29
9. Lomaka S.I., Ryzhih L.A., Krasnyuk A.N., Leont'ev D.N. Sovremennye elektronno-pnevmaticheskie rabochie tormoznye sistemy i ih osobennosti. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. № 5. – 2009. – S. 19-21.
10. Ryzhih L.A., Krasnyuk A.N., Leont'ev D.N., Bykadorov A.V. Sistemy kontrolya vyhodnyh parametrov dvizheniya avtotransportnogo sredstva, *Visnik SevNTU*. №143. – 2013. – S. 49-52
11. Leont'ev D.N., Ryzhih L.A., Lomaka S.I. Algoritmy funkcionirovaniya regulyatorov tormoznyh sil s elektronnyim upravleniem. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. № 11. – 2007. – S. 17-19.
12. Zbrutskyi O.V., Bohun Yu.V. Navihatsiia nazemnoho ob'ektu za dopomohoiu intehrovanoi systemy. *Kosmichna nauka i tekhnolohiia*. 2001. № 4. S. 45-50
13. Kononenko V.F. Razrabotka algoritmov integrirovanoj navigacionnoj systemy vezdekhodnoj kolesnoj mashiny. *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. 2007. № 1. S. 107-112.
14. Aleksandrov E.E., Kononenko V.A., Podrigalo M.A. Povyshenie ustojchivosti i upravlyaemosti kolesnyh mashin v tormoznyh rezhimah. *Har'kov: NTU «HPI», 2007. 320 s.*
15. Hemming R.V. *Cifrovye fil'try*. – M.: Mir, 1984, 221 s.
16. Aleksandrova T.E., Aleksandrova I.E., Lazarenko A.A. Cifrovye fil'try v sistemah avtomobil'noj avtomatiki. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta (MADI)*. 2014. № 1 (37). S. 25-28
17. Aleksandrova T.E. Kononenko V.A., Lazarenko A.A. Sravnitel'nyj analiz cifrovyyh PD-stabilizatorov podvizhnyh ob"ektov s nizkochastotnymi fil'trami Batteruorta i Lancoena. *Radioelektronika. Informatika. Upravlinnya*. 2011. № 2. S. 148-152
18. Aleksandrov E.E. Aleksandrova T.E. Matematicheskoe modelirovanie, sistemnyj analiz i sintez dinamicheskikh sistem. *Har'kov: NTU «HPI»*. 2014. 200 s.
19. Branec V.N., SHmyglevskij I.P. *Primenenie kvaternionov v zadachah orientacii tverdogo tela*. M.: Nauka, 1973. 320 s.
20. Branec V.N. *Vvedenie v teoriyu besplatformennyh inercial'nyh sistem*. M.: Nauka, 1992. 280 s.
21. Lebedev D.V., Tkachenko A.I. *Informacionno-algoritmicheskie aspekty upravleniya podvizhnymi ob"ektami*. K.: Naukova dumka. 2000. 216 s.

22. Panov A.P. Matematicheskie osnovy teorii inercial'noj orientacii. K.: Naukova dumka. 1995. 279 s.
23. Aleksandrov Ye., Aleksandrova T., Kostianyk I., Morgun Ya. Parametric Synthesis of a Non-Stationary Automatic Control System of the Course Stability of a Car. Advance on Information System. 2020. Vol.4. №2. pp.51- 59
24. Yevgen Aleksandrov, Tetiana Aleksandrova, Yaroslav Morgun. About Stability of the Movement of the Refueling Vehicle Equiped With Digital System of Brake Forces Distribution During the Emergency Braking. Advanced Information Systems. 2021. Vol. 5. № 3. pp.59-65

Надійшла (received) 09.09.2021 р.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Александров Євгеній Євгенійович (Александров Евгений Евгеньевич, Aleksandrov Yevhen) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри автомобілів ім. А.Б.Гредескула, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7525-6383>; e-mail: aleksandrov.ye.ye@gmail.com

Клименко Валерій Іванович (Клименко Валерий Иванович, Klumenko Valerii) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри автомобілів ім. А.Б.Гредескула, м. Харків, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7399-0397>; e-mail: valeriy.klimenko@gmail.com

Леонтєв Дмитро Миколайович (Леонтєв Дмитрий Николаевич, Leontiev Dmytro) – доктор технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри автомобілів ім. А.Б.Гредескула, м. Харків, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4255-6317>; e-mail: leontiev@khadi.kharkov.ua

Терновий Микита Олексійович (Терновой Никита Алексеевич, Ternovyi Mykyta) – здобувач першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, студент групи АА-41-18, м. Харків, Україна.

О.Ю. РЕБРОВ, Б.И. КАЛЬЧЕНКО, О.М. РЕБРОВА

ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНОЇ НЕВІДПОВІДНОСТІ ПРИВОДІВ КОЛІС ТРАКТОРА З УРАХУВАННЯМ ПОКАЗНИКІВ ШИН

Наведений аналіз формування величини кінематичної невідповідності приводів коліс трактора з урахуванням показників тракторних сільськогосподарських шин. Показано, що кінематична невідповідність формується внаслідок сумарного впливу внутрішнього передавального числа трансмісії та значень довжини окружності кочення шин переднього та заднього ведучих мостів. Встановлено, що дійсні значення довжини окружності кочення в межах груп шин, відповідно до індексу довжини окружності кочення, мають широкі інтервали значень. Це може спричинити більш широкий інтервал варіювання величини випередження передніх ведучих коліс по відношенню до задніх, а в деяких випадках навіть циркуляцію потужності. Для шин, що мають довжину окружності кочення, яка наближається до верхньої або нижньої межі інтервалу в рамках індексу окружності кочення, а також комплектування трактора такими шинами при несприятливому співвідношенні довжини окружності кочення передніх та задніх шин величина випередження передніх шин буде виходити за рамки інтервалу 1,01...1,05, що рекомендується. Показано, що величина випередження передніх шин може становити як 0,982, так і 1,074. Оскільки, навіть, застосування необхідної для конкретного трактора різниці індексів окружності кочення задніх і передніх шин не гарантує рекомендоване значення величини випередження передніх шин, необхідно в обов'язковому порядку її визначати розрахунковим шляхом та перевіряти в експлуатації експериментально.

Ключові слова: колісний трактор, довжина окружності кочення шини, тракторна шина, кінематична невідповідність приводів коліс

А.Ю. РЕБРОВ, Б.И. КАЛЬЧЕНКО, Е.М. РЕБРОВА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ ПРИВОДОВ КОЛЕС ТРАКТОРА С УЧЕТОМ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ШИН

Представлен анализ формирования величины кинематического несоответствия приводов колес трактора с учетом показателей тракторных сельскохозяйственных шин. Показано, что кинематическое несоответствие формируется в результате суммарного влияния внутреннего передающего числа трансмиссии и значений длины окружности качения шин переднего и заднего ведущих мостов. Установлено, что действительные значения длины окружности качения внутри групп шин, согласно индексу длины окружности качения, имеют широкие интервалы значений. Это может вызвать более широкий интервал варьирования величины опережения передних ведущих колес по отношению к задним, а в некоторых случаях даже циркуляцию мощности. Для шин, имеющих длину окружности качения, приближающуюся к верхней или нижней границе интервала в рамках индекса окружности качения, а также комплектовании трактора такими шинами при неблагоприятном соотношении длины окружности качения передних и задних шин величина опережения передних шин будет выходить за рамки интервала 1,01...1,05, что рекомендуется. Показано, что величина опережения передних шин может составлять как 0,982, так и 1,074. Поскольку даже применение необходимой для конкретного трактора разницы индексов окружности качения задних и передних шин не гарантирует рекомендуемое значение величины опережения передних шин, необходимо в обязательном порядке ее определять расчетным путем и проверять в эксплуатации экспериментально.

Ключевые слова: трактор колесный, длина окружности качения шины, тракторная шина, кинематическое несоответствие приводов колес

О. REBROV, B. KALCHENKO, O. REBROVA

DETERMINATION OF THE KINEMATIC LEAD/LAG RATIO OF TRACTOR WHEEL DRIVES TAKING INTO ACCOUNT TIRE INDICATORS

An analysis of the formation of the value of the kinematic lead/lag ratio of the tractor wheel drives is presented, taking into account the indicators of tractor agricultural tires. It is shown that the kinematic lead/lag ratio is formed as a result of the total influence of the internal gear ratio of the transmission and the values of the rolling circumference of the tires of the front and rear drive axles. It has been established that the actual values of the rolling circumference within tire groups, according to the rolling circumference index (RCI), have wide ranges of values. This can cause a wider range of

kinematic lead/lag ratio variation of the front drive wheels, and in some cases even power circulation. For tires with a rolling circumference approaching the upper or lower limit of the interval within the rolling circumference index, as well as equipping the tractor with such tires, with an disadvantageous combination of the rolling circumference of the front and rear tires, the kinematic lead/lag ratio will go beyond the interval 1.01...1.05 which is recommended. It is shown that the kinematic lead/lag ratio can be either 0.982 or 1.074. Since even the use of the difference between the rolling indexes of the rear and front tires necessary for a particular tractor does not guarantee the recommended value of the lead of the front tires, it is imperative to determine it by calculation and check it experimentally in operation.

Key words: wheeled tractor, tire rolling circumference, tractor tire, kinematic lead/lag ratio of wheel drives.

Вступ. Високоєфективна експлуатація колісних тракторів визначається якістю процесу взаємодії з зовнішнім середовищем. Типовими умовами експлуатації сільськогосподарських колісних тракторів є виконання тягових та тягово-привідних технологічних операцій при взаємодії з ґрунтовим середовищем. Конструкція ходової системи та схема колісного рушія повинна забезпечувати мінімум шкідливих втрат потужності та високий рівень експлуатаційних властивостей трактора. Одним з негативних факторів, що знижує загальний ККД трактора є процес циркуляції потужності у валопроводі трансмісії, який виникає внаслідок кінематичної невідповідності та різних окружних (теоретичних) швидкостей в плямі контакту передніх та задніх шин трактора з опорною поверхнею [1, 2]. Для нівелювання таких негативних процесів на сучасних конструкціях тракторів передній міст підключається при буксуванні шин заднього моста 1,3-3,0% [3]. Тому визначення чинників і факторів, що безпосередньо впливають на формування кінематичної невідповідності становить непересічний науковий інтерес.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Всі типорозміри тракторних шин розподілені на 50 груп [4-10] за довжиною окружності кочення RC (Rolling circumference – окружність кочення). Кожна група має свій індекс RCI (Rolling circumference index – індекс окружності кочення). При проектуванні ходових систем колісних тракторів різниця індексів RCI становить 0...6 [10]. В ході аналізу вибірки тракторів провідних закордонних виробників обсягом понад 600 одиниць, які присутні на Європейському ринку [3], встановлені дані щодо RCI передніх та задніх шин. Встановлено, що трактори комплектуються передніми шинами з RCI в інтервалі 28...49, а задніми шинами – з RCI в інтервалі 36...50 (на рис. 1).

Найбільш популярні задні шини з індексом RCI = 45, але більший інтерес викликає різниця ΔRCI задніх і передніх шин тракторів, результати аналізу якої наведені на рис. 2. Найбільш вживаною є різниця $\Delta RCI = 5$ задніх і передніх шин тракторів (42,4%), $\Delta RCI = 6$ (19,6%) та $\Delta RCI = 4$ (13,4%). Загалом найбільш типова різниця $\Delta RCI = 4...6$ задніх і передніх шин тракторів становить 75,4% (загалом 450 тракторів, рис. 2, а).

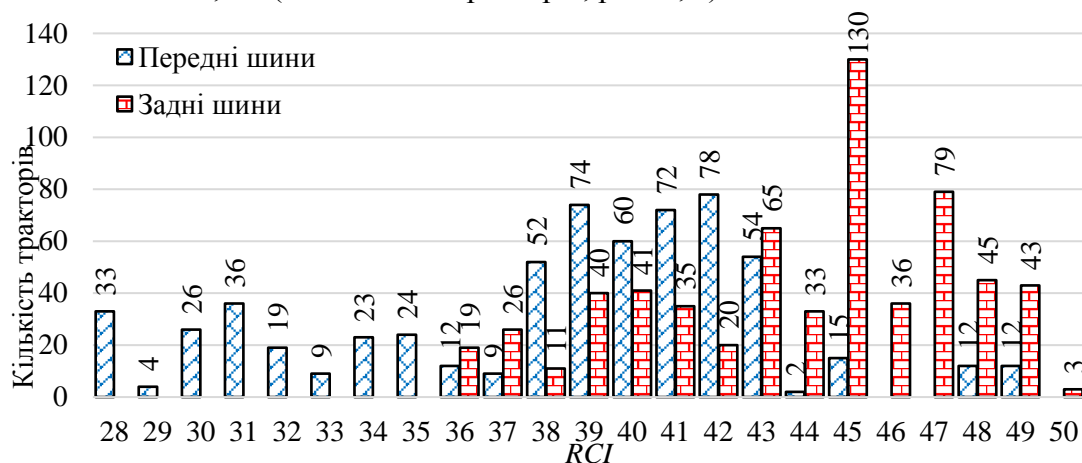


Рис. 1 – Вживаність шин з відповідним RCI на тракторах провідних світових виробників

Решта тракторів – це трактори особливої конструкції як, наприклад JCB Fastrac серій 4000 та 8000 з $\Delta RCI = 2$, тобто з передніми і задніми шинами близького зовнішнього діаметру.

Трактори з $\Delta RCI = 7 \dots 9$ мають суттєву різницю в діаметрах передніх і задніх шин та потужність двигуна до 80-90 кВт (рис. 2, б). Це трактори спеціального призначення, зазвичай підвищеною енергонасиченістю понад 20 кВт/т, які призначені для роботи в садах, виноградниках, де потрібний вкрай маленький радіус розвороту та реалізація основної частини потужності двигуна не на тягову операцію, а на привід технологічного обладнання. Ця задача вирішується, у тому числі, й зменшенням діаметру передніх шин по відношенню до задніх, причому доля таких тракторів в загальносвітовому модельному ряді сягає майже чверті

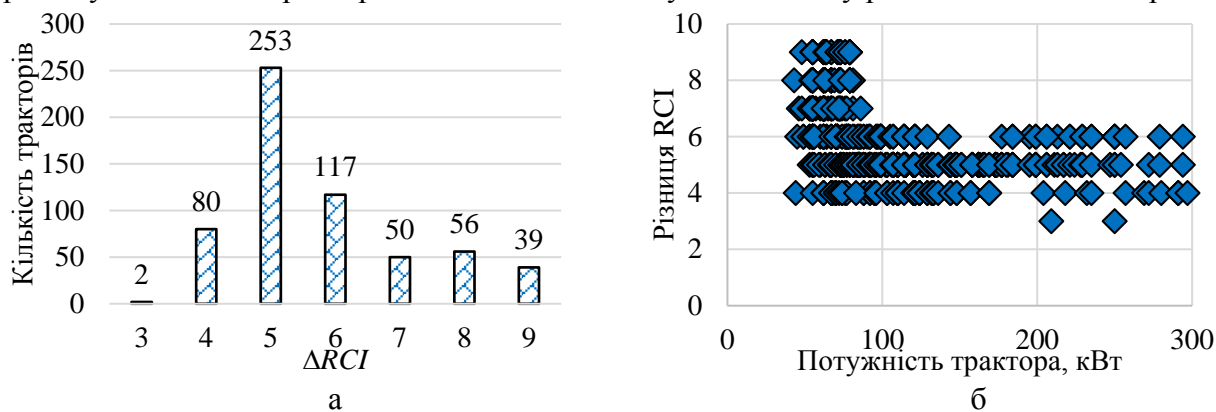


Рис. 2 – Кількісні показники тракторів з відповідною різницею ΔRCI : а – кількість тракторів з відповідною різницею ΔRCI ; б – залежність різниці ΔRCI від потужності трактора

Були встановлені можливі варіанти застосування здвоєних та зтроєних шин на основі протоколів випробувань в тракторній лабораторії університету Небраски в США [11] (рис. 3).

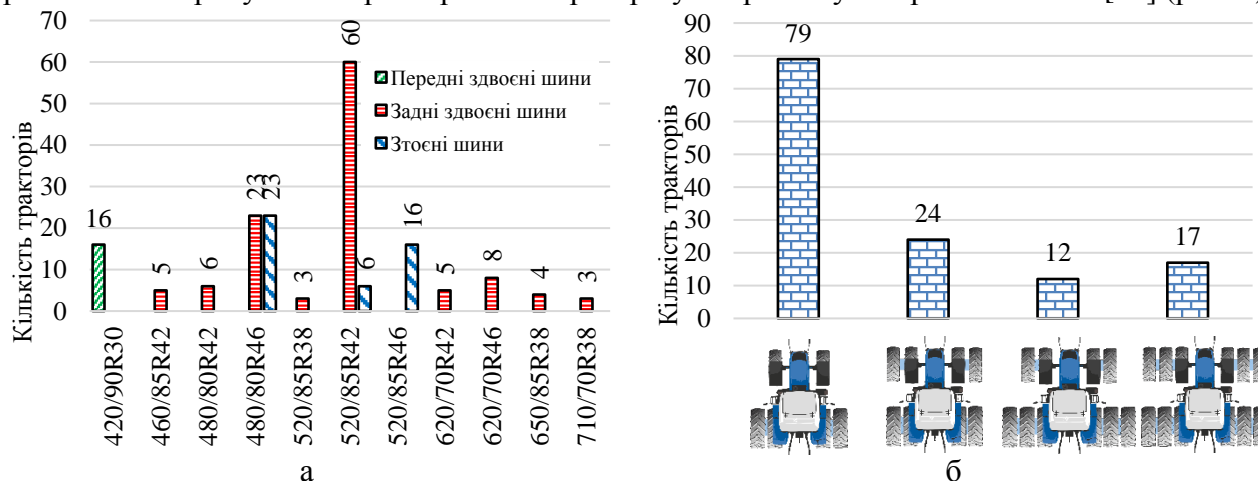


Рис. 3 – Дані щодо здвоєння і зтроєння тракторних шин:

а – кількісні дані по типорозмірам шин; б – кількісні дані по колісним системам

Найбільш поширені для здвоєння та зтроєння шини з шириною профілю 480-520 мм (рис. 3, а), що пояснюється можливістю використовувати здвоєні шини для міжрядного обробітку деяких культур з широкими міжряддями при відповідному налаштуванні колії. Слід також відзначити, що переважна більшість типорозмірів шин, наведених на рис. 3, а, є спеціально розробленими для здвоєння та мають специфічні великі посадкові діаметри 42-46 дюймів. Якщо розглянути варіанти колісних систем (рис. 3, б), то переважну більшість займають трактори зі здвоєними лише задніми шинами, на яких при подальшому баластуванні можуть здвоюватися передні шини та зтроюватися задні. Варіант зі зтроєними задніми та передніми шинами використовується виключно для тракторів 4К46 (4WD).

Мета та постановка задачі дослідження. Метою дослідження є огляд факторів та чинників, що впливають на процес виникнення кінематичної невідповідності у плямі контакту шин повнопривідних тракторів з опорною поверхнею, і, як наслідок циркуляції потужності у

приводах ведучих мостів, а також принципів комплектування повнопривідних тракторів шинами для забезпечення необхідного ступеня забігання коліс переднього моста.

Основний матеріал та результати дослідження. При заміні шино-комплектів в експлуатації або при модернізації колісних систем тракторів необхідно виконувати перевірку щодо забігання переднього ведучого моста. Ця перевірка спрямована на те, щоб впевнитися у відсутності погіршення керованості та стійкості руху трактора внаслідок некоректної кінематичної невідповідності в приводах ведучих мостів. В нормальних експлуатаційних умовах шини переднього мосту завжди повинні вести або забігати по відношенню до задніх шин незалежно від сили тяги на гаку, але за умови коректного рівня внутрішнього тиску в шинах. Для цього необхідно виконання умови [10] ведення переднього мосту:

$$K_{Lead} = \frac{RC_1 \cdot u_v}{RC_2} \geq 1,01 \dots 1,05 \quad (1)$$

де RC_1, RC_2 – довжина окружності кочення передніх та задніх шин, відповідно;
 u_v – внутрішнє передавальне число трансмісії в приводі від заднього мосту до переднього.

Інша інтерпретація формули (1) полягає в тому, що коефіцієнт буксування шин переднього моста повинен перевищувати коефіцієнт буксування шин заднього моста на величину не менше ніж:

$$\delta_1 - \delta_2 = K_{Lead} - 1 = 0,01 \dots 0,05 \quad (2)$$

Для реалізації забігання переднього моста на величину $0,01 \dots 0,05$ необхідно, щоб внутрішнє передавальне число трансмісії u_v розраховувалось з використанням геометричної прогресії з множителем $q = 1,054$:

$$u_v = 1,025 \cdot q^{(RC_2 - RC_1)} \quad (3)$$

де RC_1, RC_2 – індекси довжини окружності кочення передніх та задніх шин, відповідно.

Таким чином, навіть для тракторів з однаковими передніми та задніми шинами в трансмісії повинно бути реалізовано забігання шин переднього моста на величину $0,025$.

На практиці виконати перевірку забігання шин переднього моста не складно. Для цього перевіряється тиск повітря в шинах, і регулюється відповідно до рекомендацій виробника. Далі вибирають ділянку горизонтальної рівної опорної поверхні з твердим покриттям довжиною $75 \dots 100$ м. На передні та задні шини наносять радіальні мітки в нижній частині (рис. 4), а також мітку на опорну поверхню біля задніх шин. В ході тесту вимикають привід переднього моста та їдуть трактором вперед рівно 10 обертів передніх шин. Потім вмикають привід переднього моста та їдуть заднім ходом поки задня шина, відповідно мітки, не досягне свого вихідного положення. При цьому мітка на передньому колесі повинна займати положення в передній частині шини у секторі, наведеному на рис. 4, що забезпечить забігання шин переднього моста на величину $1,010 \dots 1,050$ та виконання умови (1).

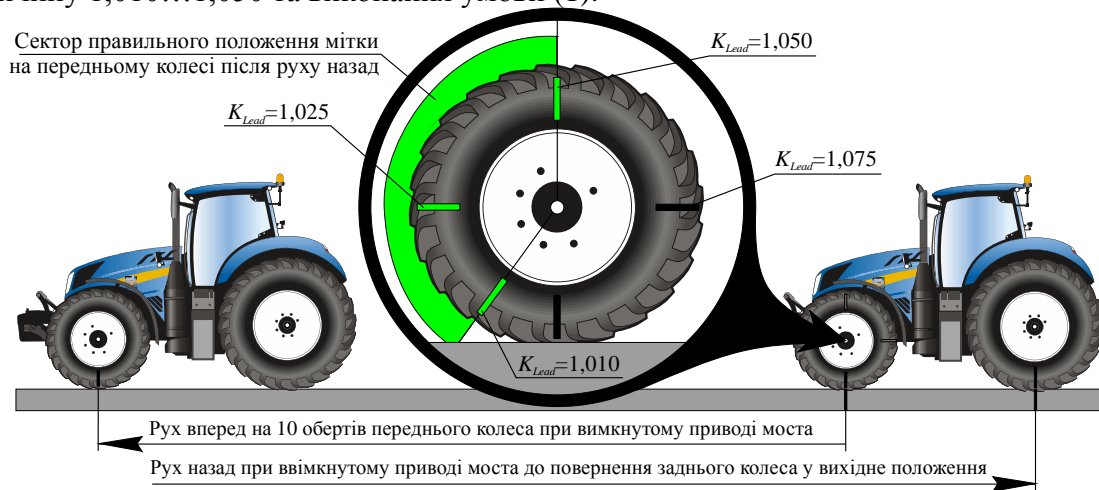


Рис. 4 – Схема для визначення забігання шин переднього моста

У разі повного приводу для тракторів 4К4а (MFWD) або 4К4б (4WD), при двох потоках потужності в трансмісії до ведучих мостів трактора виникає питання визначення загального ККД трансмісії і розподілу потоків потужності між приводами переднього і заднього ведучих мостів. Загальний ККД трансмісії визначається, виходячи з існуючих потоків потужності, і, при відсутності циркуляції потужності, дорівнює:

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{тр}0} \cdot (\eta_{\text{тр}1} \cdot \lambda_1 + \eta_{\text{тр}2} \cdot \lambda_2) \quad (4)$$

де $\eta_{\text{тр}0}$ – ККД ділянки трансмісії до розгалуження потоків потужності;

$\eta_{\text{тр}1}$, $\eta_{\text{тр}2}$ – ККД ділянок трансмісії після розгалуження;

λ_1 , λ_2 – частки потужності, які передаються до передніх і задніх ведучих мостів.

Частки потужності двигуна, які передаються до передніх і задніх ведучих мостів визначаються зі співвідношень:

$$\lambda_1 = N_{e1} / N_e; \quad \lambda_2 = N_{e2} / N_e; \quad \lambda_1 + \lambda_2 = 1 \quad (5)$$

Схема потоків потужності представлена на рис. 5, а. Ефективна потужність двигуна розвивається відповідно до його завантаження за потужністю і розподіляється по ведучим мостам у співвідношенні λ_1/λ_2 , при цьому на передній міст йде потужність N_{e1} , а на задній – N_{e2} . Перетворюючись в трансмісії трактора, частина потужності втрачається на тертя $N_{\text{тр}1}$ і $N_{\text{тр}2}$ та надходить до передніх і задніх ведучих коліс: $N_{к1}$ і $N_{к2}$. В результаті буксування реалізується дотична сила тяги трактора, а частина потужності втрачається на буксування (відбувається зниження швидкості руху) у вигляді втрат: $N_{\delta 1}$ і $N_{\delta 2}$. Тому, на озов передається потужність N_{o1} і N_{o2} , яка представляє собою множення дотичній сили тяги (як для потужності $N_{к1}$ і $N_{к2}$) та дійсної швидкості руху (замість теоретичних швидкостей у потужності $N_{к1}$ і $N_{к2}$). Далі частина потужності N_{o1} і N_{o2} витрачається на подолання опору перекочування трактора у вигляді складових N_{f1} і N_{f2} . В результаті всіх втрат залишається корисна потужність $N_{кр}$, що характеризує досконалість трактора як тягового засобу.

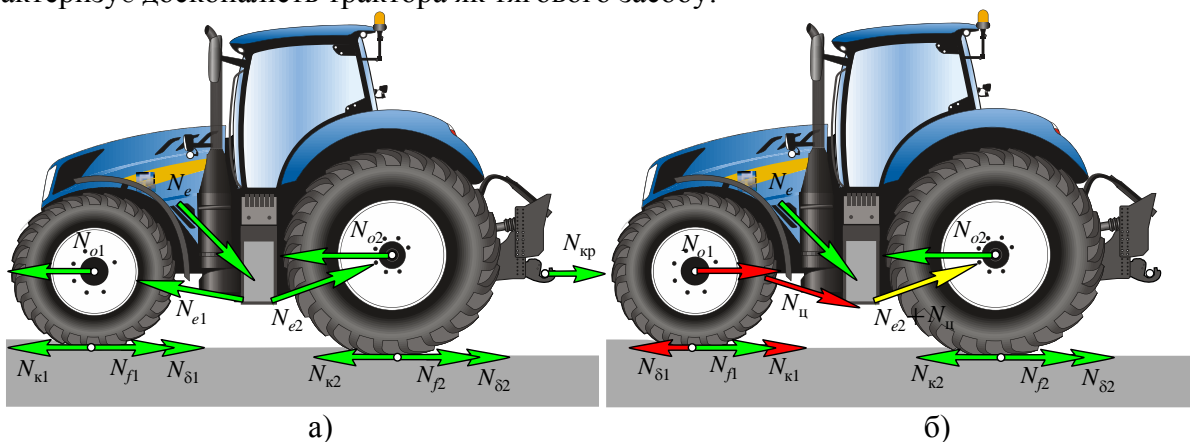


Рис. 5 – Схема потоків потужності повнопривідного трактора:

а – при відсутності циркуляції потужності; б – з циркуляцією потужності

При малих силах тяги і великій кінематичній невідповідності окружних (теоретичних) швидкостей ведучих коліс різних мостів трактора можлива циркуляція потужності. Виникнення циркуляції потужності зручно з'ясувати на прикладі трактора 4К4б (4WD), у якого шини передніх коліс, зазвичай, більше навантажені і можуть мати менший внутрішній тиск. У цьому випадку радіус задніх коліс буде суттєво більше передніх. Це обумовлено меншим радіальним навантаженням і великим тиском повітря в шині. При блокованому приводі виникають різні окружні швидкості в зоні плями контакту передніх і задніх шин, що викликає підвищене буксування шин моста, що має більшу швидкість в зоні контакту, і юз шин моста, який працює в гальмівному режимі. В результаті такого процесу виникає циркуляція потужності в контурі: «пляма контакту випереджаючих коліс з ґрунтом – озов трактора – пляма контакту відстаючих коліс з ґрунтом – трансмісія – пляма контакту випереджаючих

коліс з ґрунтом» (рис. 5, б). Циркуляція потужності супроводжується додатковими втратами потужності в трансмісії і ходовій системі та істотно знижує ККД трансмісії трактора.

Визначимо умову виникнення циркуляції потужності в трансмісії трактора. Дійсна швидкість руху переднього і заднього мостів однакова і дорівнює швидкості руху остова:

$$V_{T1} \cdot (1 - \delta_1) = V_{T2} \cdot (1 - \delta_2) \quad (6)$$

Теоретична окружна швидкість в зоні контакту дорівнює:

$$V_{T1} = (\omega/u_1) \cdot r_{k1}; \quad V_{T2} = (\omega/u_2) \cdot r_{k2} \quad (7)$$

Розділимо (6) на V_{T2} з урахуванням (7):

$$\frac{r_{k1}}{u_1} \cdot \frac{u_2}{r_{k2}} \cdot (1 - \delta_1) = (1 - \delta_2); \quad k_H \cdot (1 - \delta_1) = (1 - \delta_2) \quad (8)$$

де k_H – коефіцієнт кінематичної невідповідності.

Щоб визначити умову виникнення циркуляції потужності, припустимо, що відстає міст – передній, а забігає – задній, а ознакою циркуляції потужності є негативна сила тяги на колесах відстаючого моста та їх юз, тоді:

$$k_H = V_{T1} / V_{T2} < 1; \delta_1 < 0 \quad (9)$$

Враховавши (8), з (9) отримуємо умову циркуляції потужності при відставанні переднього і забіганні заднього мосту:

$$k_H < 1; \delta_2 < 1 - k_H \quad (10)$$

Аналогічно отримуємо умову циркуляції потужності при відставанні заднього і забіганні переднього мосту:

$$k_H > 1; \delta_1 < 1 - 1/k_H \quad (11)$$

Враховуючи, що коефіцієнт кінематичної невідповідності знаходиться в інтервалі 0,95...1,05, тобто не більше, ніж на 5% відрізняється в експлуатації від 1, отримуємо з (10) і (11), що циркуляція можлива при малому буксуванні випереджаючого моста до 5%, при цьому відстаючий міст має негативне буксування (юз) в межах до 1,5%. Згідно конструктивних особливостей трансмісій і відповідно до обраних типорозмірів коліс трактора, існують різні варіанти внутрішнього передавального числа приводу від заднього до переднього моста u_v або співвідношення передавальних чисел в приводах ведучих мостів [11] (табл. 1).

Величина u_v пов'язана зі співвідношенням ведучих коліс заднього і переднього ведучих мостів за довжиною окружності кочення або індексом окружності кочення RCI [12]. Світові виробники проектують приводи між осями трактора таким чином, щоб різниця ΔRCI в індексах окружності кочення ведучих коліс становила, зазвичай, від 0 до 6 (табл. 1).

Таблиця 1 – Варіанти внутрішнього передавального числа приводу від заднього до переднього моста (u_v) та співвідношень довжини окружності кочення ($q^{\Delta RCI}$)

ΔRCI	$u_v = u_2/u_1$	$q^{\Delta RCI}$
6	1,403	1,371
5	1,332	1,301
4	1,264	1,234
3	1,199	1,171
2	1,139	1,111
1	1,080	1,054
0	1,025	1

Тому, при заміні одних типорозмірів шин на інші одним із обов'язкових умов є дотримання встановленої для даного трактора величини ΔRCI . Співвідношення середніх значень довжини окружності кочення RC (4.1) для двох суміжних груп за індексом RCI становить $q = 1,054$ (4.3), тобто розбивка шин на групи за індексом RCI здійснена за геометричною прогресією. Тому, номінальне (середнє) значення довжини окружності RC_{RCI} для групи RCI можна визначити за

емпіричною залежністю:

$$RC_{RCI} = 494 \cdot q^{RCI} \quad (12)$$

Величина забігання шин переднього моста K_{Lead} (1), з урахуванням номінальної (середньої) довжини окружності RC_{RCI} :

$$K_{Lead} = \frac{u_v}{q^{\Delta RCI}} = \frac{1,025 \cdot q^{\Delta RCI}}{q^{\Delta RCI}} = 1,025 \quad (13)$$

Тобто при реалізації внутрішнього передавального числа в приводах ведучих мостів u_v , відповідно до табл. 1, буде забезпечена середня величина забігання коліс переднього моста в інтервалі 1,00...1,05 при розрахунковій середній величині для групи RCI довжини окружності кочення RC_{RCI} . Кожна група RCI має допуск на довжину окружності кочення RC_{RCI} , який становить $\pm 0,2 \cdot RCI$ (табл. 2). Не всі шини відповідають конкретній групі RCI . Такі шини або взагалі не класифікуються по RCI , або все ж таки зараховуються до однієї з груп (табл. 2). Відповідно (12) максимальне та мінімальне значення довжини окружності кочення:

$$RC_{RCI \min} = 494 \cdot q^{RCI-0,2} \quad (14)$$

$$RC_{RCI \max} = 494 \cdot q^{RCI+0,2} \quad (15)$$

Величина K_{Lead} забігання переднього моста для найгіршого співвідношення найменшої в групі окружності кочення для переднього моста $RC_{RCI \min}$ та найбільшої – для заднього $RC_{RCI \max}$, або, навпаки, найбільшої в групі окружності кочення для переднього моста $RC_{RCI \max}$ та найменшої – для заднього $RC_{RCI \min}$:

$$K_{Lead \min} = u_v \cdot \frac{RC_{RCI \min}}{RC_{RCI \max}} = u_v \cdot \frac{494 \cdot q^{RCI-0,2}}{494 \cdot q^{RCI+0,2}} = \frac{u_v \cdot q^{-0,4}}{q^{\Delta RCI}} = 1,025 \cdot q^{-0,4} = 1,004 \quad (16)$$

$$K_{Lead \max} = u_v \cdot \frac{RC_{RCI \max}}{RC_{RCI \min}} = u_v \cdot \frac{494 \cdot q^{RCI+0,2}}{494 \cdot q^{RCI-0,2}} = \frac{u_v \cdot q^{0,4}}{q^{\Delta RCI}} = 1,025 \cdot q^{0,4} = 1,047 \quad (17)$$

Таким чином, групи RCI та їх допуски забезпечують забігання переднього моста $K_{Lead} = 1,004 \dots 1,047$ при виборі рекомендованих внутрішніх передавальних чисел в приводах ведучих мостів u_v , відповідно до табл. 1.

Однак, зважаючи на те, що з номенклатури наявних шин не всі задовольняють допускам груп $\pm 0,2 \cdot RCI$ на довжину окружності кочення RC (табл. 2), перевірка умови (1) є обов'язковою, а в експлуатації зі зносом ґрунтозачепів шин необхідно перевіряти відсоток забігання шин переднього моста за схемою, наведеною на рис. 4.

Таблиця 2 – Розрахункові і дійсні значення довжини окружності кочення RC для груп тракторних шин, відповідно індексу RCI

RCI	За геометричним рядом			Дійсні значення	
	$RC_{RCI \text{ном}}$ (11)	$RC_{RCI \min}$ (13)	$RC_{RCI \max}$ (14)	$RC_{RCI \min}$	$RC_{RCI \max}$
	мм	мм	мм	мм	мм
37	3458	3422	3495	3404	3556
38	3645	3607	3683	3581	3734
39	3842	3801	3882	3759	3962
40	4049	4007	4092	3962	4140
41	4268	4223	4313	4166	4394
42	4498	4451	4546	4394	4623
43	4741	4691	4791	4623	4826
44	4997	4945	5050	4826	5156
45	5267	5212	5323	5156	5385
46	5551	5493	5610	5385	5690
47	5851	5790	5913	5715	5969
48	6167	6103	6232	5994	6248
49	6500	6432	6569	6325	6553
50	6851	6779	6923	6730	6890



Рис. 6 – Величини теоретичних та дійсних інтервалів довжини окружності кочення RC по групам шин з різними індексами довжини окружності кочення RCI

Довжина окружності кочення RC вимірюється виробниками при номінальній (максимальній) радіальній навантазі та номінальному (максимальному) внутрішньому тиску, тобто в точці універсальної характеристики $[p_{\max}, Q_{\max}]$:

$$RC = RC_{[p_{\max}, Q_{\max}]} \quad (18)$$

Довжина окружності кочення RC для одного типорозміру різних виробників може суттєво відрізнятися, як і основні розміри шини. Один і той самий типорозмір різних шин одного виробника теж може відрізнятися за довжиною окружності кочення RC за рахунок різного типу протектору і, як наслідок, висоти ґрунтозацепів, наприклад:

$$RC_{R-1} < RC_{R-1W} \quad (19)$$

Дані табл. 1 свідчать про те, що, навіть для приводу трактора з однаковими ведучими колесами ($\Delta RCI=0$) рекомендується несиметричний привід з $u_v = 1,025$. Така рекомендація забезпечує забігання коліс переднього ведучого моста в діапазоні експлуатаційних навантаж на шину, що поліпшує керованість і знижує ймовірність циркуляції потужності в блокованому приводі. Однак, для тракторів 4К4а дотримання зазначеної рекомендації не гарантує забігання коліс переднього мосту, оскільки згруповані за індексами окружності кочення RCI тракторні шини можуть мати досить значну різницю в довжині окружності кочення в межах групи.

З огляду на вище зазначене, нами були розраховані, з використанням співвідношень (16) та (17), значення коефіцієнту K_{Lead} при найгіршому співвідношенні довжини окружностей кочення передніх та задніх шин (табл. 3 та 4) для дійсних мінімальних та максимальних значень довжини окружності кочення в кожній групі (табл. 2) та відповідних можливих у застосуванні різниць ΔRCI в межах 1...9. Отримані дані свідчать, що при найгіршому співвідношенні довжини окружностей кочення: при найменшій в групі у передніх шин та найбільшій – у задніх, не тільки не забезпечується забігання передніх коліс ($K_{Lead.min} > 1,01$), а виникає їх юз. При цьому, при різних значеннях різниці ΔRCI коефіцієнт $K_{Lead.min}$ завжди менше одиниці (табл. 3). Середнє значення $K_{Lead.min}$ по всіх розглянутих співвідношеннях становить 0,982.

Таблиця 3 – Значення коефіцієнту $K_{Lead.min}$ при найгіршому співвідношенні довжини окружностей кочення передніх та задніх шин (RC , мм), яке сприяє юзу передніх коліс

	RCI_2	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
RCI_1	RC	3556	3734	3962	4140	4394	4623	4826	5156	5385	5690	5969	6248	6553	6890
37	3404		0,985	0,979	0,986	0,979	0,981	0,990	0,978	0,987	0,984				
38	3581			0,976	0,985	0,977	0,979	0,988	0,974	0,985	0,982	0,987			
39	3759				0,981	0,974	0,975	0,985	0,971	0,979	0,978	0,983	0,990		
40	3962					0,974	0,976	0,984	0,971	0,980	0,977	0,983	0,990	0,995	
41	4166						0,973	0,983	0,969	0,978	0,975	0,979	0,987	0,992	0,995
42	4394							0,983	0,971	0,978	0,976	0,981	0,987	0,993	0,996

закінчення таблиці 3

43	4623								0,968	0,978	0,974	0,979	0,986	0,990	0,994
44	4826								0,968	0,966	0,969	0,976	0,981	0,983	
45	5156									0,979	0,984	0,989	0,995	0,997	
46	5385										0,974	0,982	0,985	0,988	
47	5715											0,988	0,993	0,995	
48	5994												0,988	0,991	
49	6325													0,991	
50	6730														

Таблиця 4 – Значення коефіцієнту $K_{Lead,max}$ при найгіршому співвідношенні довжини окружностей кочення передніх та задніх шин (RC , мм), яке сприяє юзу задніх коліс

	RC_2	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
RC_1	RC	3404	3581	3759	3962	4166	4394	4623	4826	5156	5385	5715	5994	6325	6730
37	3556		1,072	1,077	1,076	1,079	1,078	1,079	1,091	1,077	1,086				
38	3734			1,073	1,018	1,075	1,019	1,076	1,031	1,073	1,027	1,075			
39	3962				1,080	1,083	1,081	1,083	1,094	1,078	1,090	1,082	1,087		
40	4140					1,073	1,073	1,074	1,084	1,070	1,079	1,073	1,078	1,077	
41	4394						1,080	1,083	1,092	1,077	1,087	1,079	1,086	1,084	1,074
42	4623							1,080	1,091	1,075	1,085	1,077	1,082	1,082	1,072
43	4826								1,080	1,066	1,075	1,067	1,072	1,070	1,062
44	5156									1,080	1,091	1,082	1,087	1,086	1,075
45	5385										1,080	1,018	1,077	1,021	1,066
46	5690											1,075	1,081	1,079	1,069
47	5969												1,075	1,075	1,063
48	6248													1,067	1,057
49	6553														1,052
50	6890														

При розгляді іншого випадку при найгіршому співвідношенні довжини окружностей кочення: при найменшій в групі у задніх шин та найбільшій – у передніх (табл. 4) виникає надмірне забігання коліс переднього моста ($K_{Lead,max} > 1,05$). Середнє значення $K_{Lead,max}$ по всіх наведених співвідношеннях становить 1,074.

Таким чином, номенклатура типорозмірів тракторних сільськогосподарських шин, їх показників та характеристик свідчить про необхідність обов'язкової перевірки кінематичної невідповідності приводу переднього і заднього мостів.

Висновки. Кінематична невідповідність в приводах ведучих мостів виникає внаслідок реалізації різних окружних (теоретичних) швидкостей в плямах контакту передніх та задніх шин з опорною поверхнею. Для нормального функціонування повнопривідного трактора рекомендується реалізовувати забігання коліс переднього моста 1-5% ($K_{Lead}=1,01 \dots 1,05$). При комплектуванні трактора шинами необхідно обов'язково здійснювати перевірку величини забігання коліс переднього моста, оскільки вибір шин з відповідних груп за індексом окружності кочення RCI та реалізація необхідної різниці ΔRCI не гарантує її виконання, що спричинене досить великим розмахом величини довжини окружності кочення RC в межах групи RCI .

Список літератури

1. 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.
2. Вибір параметрів шин сільськогосподарських тракторів: монографія / О.Ю. Ребров. – Харків. Видавець: О.А. Мірошніченко, 2021. – 304 с. іл.
3. 264. Agrarheute [Electronic resource] // Agrarheute. – Access mode: www.dlz-agrarmagazin.de. – Date of the application: 15.09.2021.
4. Technical Data Book [Electronic resource] // Michelin. – 2020. – Access mode: www.michelinag.com. – Date of the application: 15.09.2021.

5. Agriculture tires and tracks [Electronic resource] // Firestone. – 2020. – Access mode: www.firestoneag.com. – Date of the application: 15.09.2021.
6. Agricultural tires [Electronic resource] // Titan. – Access mode: www.titan-intl.com. – Date of the application: 15.09.2021.
7. Agricultural tractor tires [Electronic resource] // Trelleborg. – Access mode: www.trelleborg.com. – Date of the application: 15.09.2021.
8. Farm Tires [Electronic resource] // Mitas. – 2019. – Access mode: www.mitasag.com. – Date of the application: 15.09.2021.
9. VX-Tractor radial tyre [Electronic resource] // Bridgestone. – Access mode: www.bridgestone.co.uk. – Date of the application: 15.09.2021.
10. Goodyear Tires [Electronic resource] // Goodyear - Titan International. – Access mode: <https://docplayer.net/87374905-Ag-tires-ag-tires-volume-19-databook-volume-19-goodyear-farm-tires-titan-tires.html>. – Date of the application: 15.09.2021.
11. Test reports // Nebraska tractor test laboratory. – URL: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports>.
12. Шины пневматические. Конструкция. Термины и определения : ГОСТ 22374-77. – Москва, 1977. – 42 с

References (transliterated)

1. Naukove obgruntuvannia pidvyshchennia efektyvnosti kolisnykh rushiiv silskohospodarskykh traktoriv na enerhoiemnykh tekhnolohichnykh operatsiakh 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 Yuriiovych. – Kharkiv, 2021. – 423 s.
2. 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.
3. 264. Agrarheute [Electronic resource] // Agrarheute. – Access mode: www.dlz-agrarmagazin.de. – Date of the application: 15.09.2021.
4. Technical Data Book [Electronic resource] // Michelin. – 2020. – Access mode: www.michelinag.com. – Date of the application: 15.09.2021.
5. Agriculture tires and tracks [Electronic resource] // Firestone. – 2020. – Access mode: www.firestoneag.com. – Date of the application: 15.09.2021.
6. Agricultural tires [Electronic resource] // Titan. – Access mode: www.titan-intl.com. – Date of the application: 15.09.2021.
7. Agricultural tractor tires [Electronic resource] // Trelleborg. – Access mode: www.trelleborg.com. – Date of the application: 15.09.2021.
8. Farm Tires [Electronic resource] // Mitas. – 2019. – Access mode: www.mitasag.com. – Date of the application: 15.09.2021.
9. VX-Tractor radial tyre [Electronic resource] // Bridgestone. – Access mode: www.bridgestone.co.uk. – Date of the application: 15.09.2021.
10. Goodyear Tires [Electronic resource] // Goodyear - Titan International. – Access mode: <https://docplayer.net/87374905-Ag-tires-ag-tires-volume-19-databook-volume-19-goodyear-farm-tires-titan-tires.html>. – Date of the application: 15.09.2021.
11. Test reports // Nebraska tractor test laboratory. – URL: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports>.
12. Shyny pnevmatychni. Konstruktsiia. Terminy ta vyznachennia: HOST 22374-77. - Moskva, 1977. - 42 s.

Надійшла (received) 01.10.2021 р.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ребров Олексій Юрійович (Ребров Алексей Юрьевич, Rebrov Oleksii) – 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

Кальченко Борис Іванович (Кальченко Борис Иванович, Kalchenko Boris) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3827-1693>; e-mail: kabor78@ukr.net

Реброва Олена Михайлівна (Реброва Елена Михайловна, Rebrova Olena) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри матеріалознавства, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2315-7003>; e-mail: rebrovaem0512@gmail.com

O.O. OSTROVERKH

РОЗРОБКА І ВПРОВАДЖЕННЯ КОМБІНОВАНОЇ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ТА ЇЇ ЗАСТОСУВАННЯ НА ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛЯХ

В роботі спроектовано комбіновану коробку передач легкового автомобіля, що складається з механічної частини та варіаторної (безступінчастої). Проведено дослідження використання механічних коробок передач у автомобільних заторах. Описано принцип роботи спроектованої коробки передач. Проведено дослідження на температурний нагрів фрикційного диска головної муфти варіаторної частини спроектованої коробки передач, дослідження проводилось за допомогою програми SolidWorks в програмному модулі COSMOSWorks Designer.

Ключові слова: коробка передач, механічна, варіаторна, дослідження, затор.

A.O. OSTROVERKH

РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ КОМБИНИРОВАННОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ И ЕЕ ПРИМЕНЕНИЕ НА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЯХ

В работе спроектирована комбинированная коробка передач легкового автомобиля, состоящая из механической и вариаторной (бесступенчатой). Проведено исследование использования механических коробок передач в автомобильных пробках. Описан принцип работы спроектированной коробки передач. Проведено исследование на температурный нагрев фрикционного диска главной муфты вариаторной части спроектированной коробки, исследование проводилось с помощью программы SolidWorks в программном модуле COSMOSWorks Designer.

Ключевые слова: коробка передач, механическая, вариаторная, исследование, пробка.

O. OSTROVERKH

DEVELOPMENT AND IMPLEMENTATION OF THE COMBINED GEARBOX AND ITS APPLICATION ON CARS

A combined transmission of a car is designed, consisting of a mechanical part that will be used in all modes of movement of the car, and a variator (stepless), which is planned to be used only in traffic jams or at low speeds. A study of the use of mechanical gearboxes in traffic jams was also conducted. The input of the study determined: the total time spent in traffic, the distance traveled, the average speed of the car and how many times the driver switched the gear lever. The principle of operation of the designed transmission is described.

A study on the temperature heating of the friction disk of the main clutch of the variator part of the designed gearbox. The study was conducted using SolidWorks in the software module COSMOSWorks Designer. As a result of the study, it follows that the thermal performance of the friction disc of the main clutch when applied to a third of the higher power compared to the nominal value allows without the risk of overheating and damage to use the designed transmission.

Key words: gearbox, mechanical, CVT, research, traffic jam

Вступ. Кожен автовласник ставив перед собою таке запитання, яка трансмісія краща, механічна або автоматична. Як правило, механічна коробка доступна для всіх базових комплектацій того чи іншого автомобіля, а автоматичні коробки передач коштують як відомо значно дорожче у порівнянні з механічними коробками. Але, не кожен водій сьогодні хоче купувати собі автомобіль з механічною коробкою. Насамперед потрібно визначитися, для чого потрібен автомобіль, де найчастіше він буде експлуатуватися. Наприклад, по дорозі на роботу щодня стоячи у заторах, або водій хоче максимально контролювати автомобіль за будь-якого режиму поїздки.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Аналізуючи автомобільний ринок продажу нових автомобілів України за останні роки, можливо зупинитися на трьох брэндах лідерах, а саме Renault, Toyota, Kia [1]. Спілкуючись з офіційними дилерами з продажу даних

автомобілів, визначено, що лідерами з продажу стали наступні марки автомобілів: Renault Duster, Toyota RAV-4, Kia Sportage. Далі з'ясовано відсоток продажу автомобілів лідерів з механічними та автоматичними трансмісіями. По даним компанії Renault, ми маємо 94% продажу автомобілів Renault Duster з механічною коробкою передач, та лише 6% з автоматичною, це пов'язане з тим, що у модельному ряді запропоновано лише одна комплектація автомобіля з автоматом серед п'яти, що продаються. По даним офіційних дилерів Toyota встановлено, що продаж автомобілів Toyota RAV-4 з механічної трансмісією складає 7%, а з автоматичною 93%, це пов'язане з тим, що у модельному ряді з п'яти машин лише на одній встановлено механічну коробку передач. І по даним офіційного дилера Kia, визначено, що даний відсоток у продажі Kia Sportage складає, механічна 30%, автоматична 70%, це пов'язане з тим, що у модельному ряді представлено шість комплектацій, з яких чотири це автоматичні та дві механічні.

Провівши аналіз продажу автомобілів, можливо зробити висновок, що автовласники в Україні ще не готові відмовитися від механічних трансмісії та повністю пересісти на автоматичні.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є розробка нової перспективної комбінованої коробки передач легкового автомобіля, яка забезпечить керування автомобіля, як в механічному так і в автоматичному режимах роботи.

Рух легкового автомобіля можливо поділити на два етапи: звичайний – по усіх видах доріг, та рух у автомобільних заторах. При пересуванні по усім видах доріг водій може застосовувати, як механічну та автоматичну трансмісії, все залежить від побажань самого водія якою трансмісією керувати. Розглянемо, яку трансмісією краще використовувати у заторах. Як відомо затор – це скупчення на дорозі транспортних засобів, що рухаються із середньою швидкістю, значно меншою, ніж нормальна швидкість для даної ділянки дороги [2]. Зрозуміло, що використання автоматичних коробок у заторах більш перспективне. У зв'язку з цим проведено дослідження використання механічних коробок передач у автомобільних заторах. В ході дослідження визначалось: загальний час проведений у заторі, шлях що подолали, середня швидкість та найголовніше скільки разів водій здійснив перемикання важеля коробки передач. У процесі дослідження використовувався автомобіль марки Шевроле Авео з механічною коробкою передач. Прилади для вимірювання часу – смартфон з записом на диктофон. Маршрут визначався за допомогою Google карт, а саме відстань для проведення дослідження. Проведення дослідження виконувалось на ділянці автомобільної дороги по вулиці Дерев'янка м. Харків рис. 1 у час пік, з ранку 8 година 30 хвилин, всього проведено три експеримента.

При обробці отриманих результатів побудовано графік перемикання передач та простій у пробці рис. 2. Після визначався час роботи автомобіля на кожній передачі та простою, знаходився загальний час у пробці, визначалась загальна швидкість руху у пробці та загальна кількість перемикань на кожній з передач. Використовуючи Google карти визначалась відстань при виконанні експерименту.

При аналізі першого дослідження визначено, що шлях проїзду склав 1 км, загальний час 0,141 години (8 хв. 46 с.) та середня швидкість автомобіля 7,09 км/год. Водій 47 раз виконав перемикання важеля коробки передач.

При аналізі другого дослідження визначено що проїзд склав 0,8 км, загальний час 0,093 години (5 хв. 58 с.) та середня швидкість автомобіля 8,6 км/год. Водій 40 раз виконав перемикання важеля коробки передач.

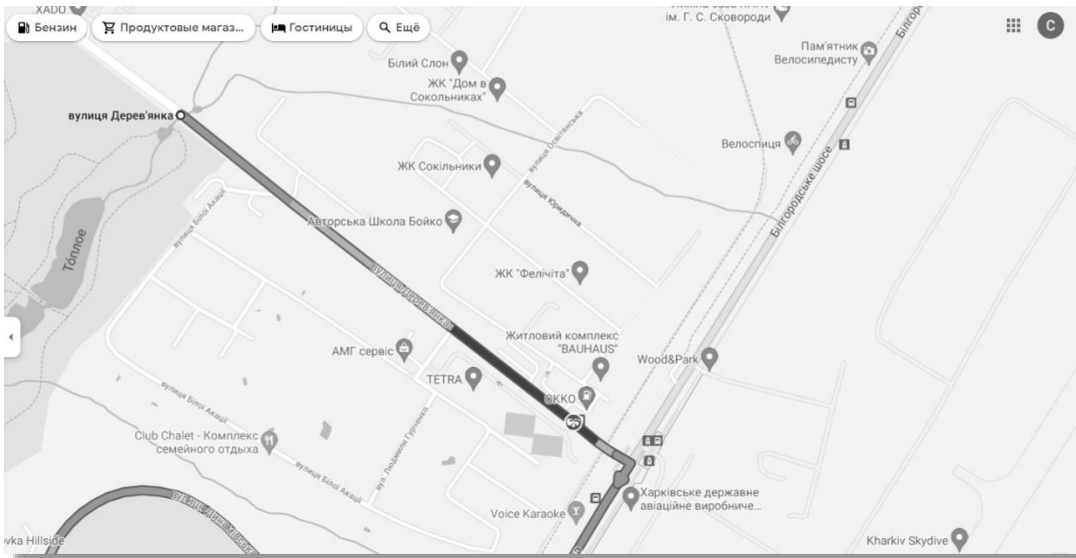


Рис. 1 – Місце проведення дослідження

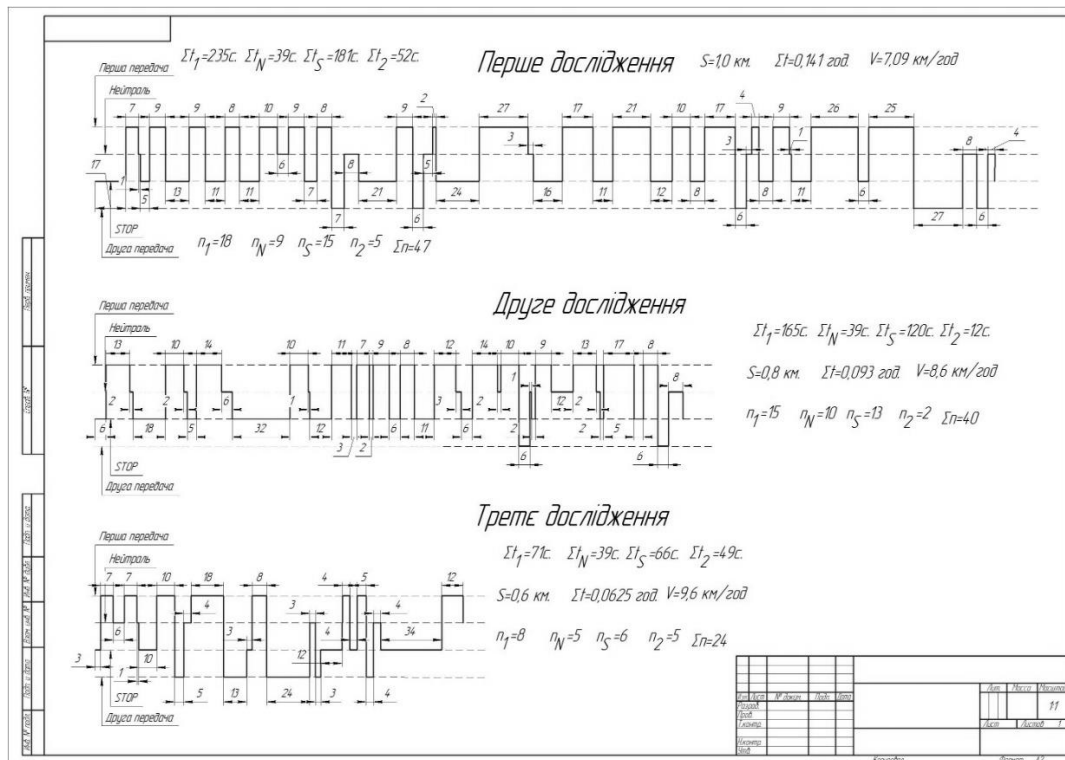


Рис. 2 – Результати дослідження

При аналізі третього дослідження визначено що проїзд склав 0,6 км, загальний час 0,0625 години (3 хв. 75 с.) та середня швидкість автомобіля 9,6 км/год. Водій 24 раз виконав перемикання важеля коробки передач.

Аналізуючи проведені дослідження можливо зробити висновок, що водій з механічною трансмісією у заторах приймає на себе велике навантаження, яке полягає в постійній роботі з коробкою передач – перемикання куліси та робота з муфтою зчеплення, це тягне за собою велику стомлюваність водія та погіршення його самопочуття. Альтернативою для водія звісно

є використання автоматичних трансмісій. В даній роботі запропоновано використання нової альтернативної трансмісії, яка поєднує в собі механічну та автоматичну коробки передач. Детальний огляд конструкції та роботи нової коробки описано далі.

Запропонована трансмісія забезпечить водію керування автомобілем в звичайному режимі руху механічним шляхом, а у заторах в автоматичному, це дозволить водієві менше втомлюватися в заторах і підвищить його працездатність.

Запропонована коробка передач поєднує в собі дві коробки передач механічну та варіаторну (безступінчасту) рис. 3 [4-5].

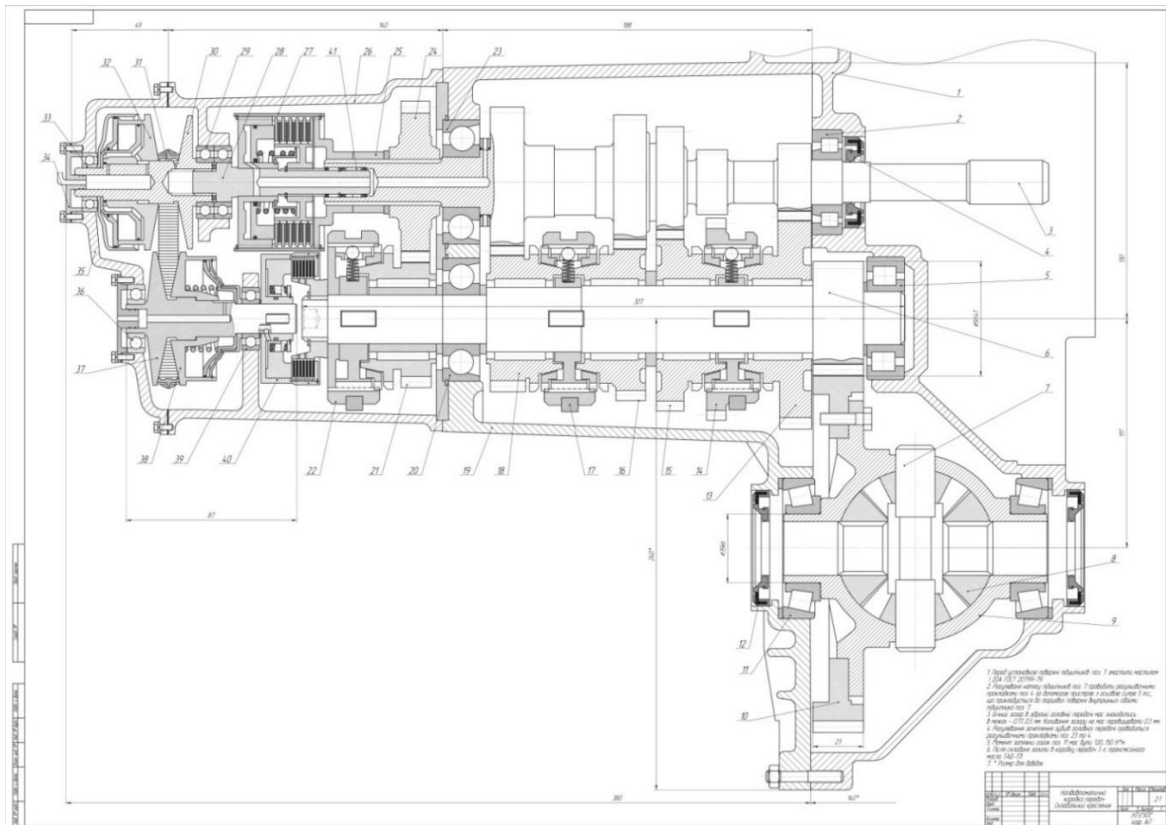


Рис. 3 – Комбінована коробка передач

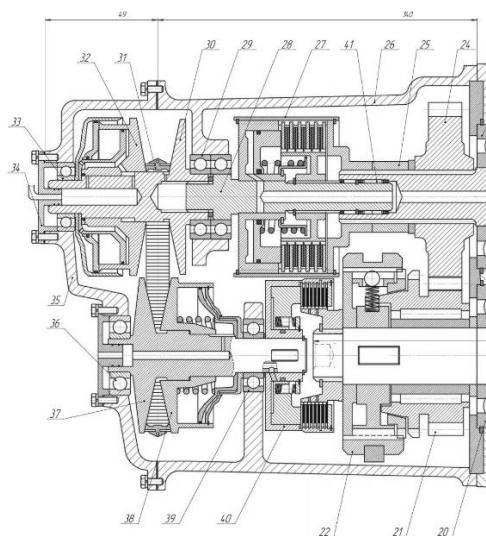


Рис. 4 – Варіаторна (безступінчаста) частина

Робота механічної коробки звичайна та буде використовуватися постійно в будь яких режимах роботи автомобіля. Стосовно варіаторної частини рис. 4, її застосування планується тільки у заторах з обмеженням швидкості руху при її застосуванні. Варіаторна частини працюватиме наступним чином: головним фрикційним елементом коробки є муфта 27, яка з'єднана з первинним валом 3. Коли автомобіль зупиниться у заторі в механічній коробці вимикаються усі передачі, муфта зчеплення автомобіля замкнута тобто крутний момент від двигуна передається на первинний вал 3, далі примусово підключається гідравлічна частина керування варіаторної коробки, при натисканні на педаль акселератору автомобіля, пакет фрикціонів муфти 27 замикається та момент від вихідного валу коробки передається на вал 28 та гнучку стрічку 31 за допомогою переміщення рухомих шківів 32 і 38 передається на вихідний вал 37 і муфту з'єднання 40 на вторинний вал 6. Однією з особливостей руху в безступінчастому режимі є необхідність при зупинці утримувати педаль гальма на відміну від автоматичних коробок, так як головна муфта 27 знаходиться в розімкненому стані і автомобіль може покотитися.

Як відомо коробки передач з варіатором мають три діапазону роботи: перший це підвищення передавального числа; другий нульове положення (передавальне число дорівнює одиниці); і третій прискорювальний.

В проектованій коробці передач застосовується тільки перший діапазон роботи. Це дозволяє використовувати переваги безступінчастої і механічної коробок передач.

Безступінчаста частина забезпечує плавний рух без необхідності перемикання на малих швидкостях, тим самим значно полегшуючи умови для водіїв. А механічна частина забезпечує високу надійність простоту конструкції і малу собівартість при експлуатації та високий ККД.

Спроекована коробка передач має значну перевагу перед класичними механічними і автоматичними коробками передач і є перспективною розробкою для застосування в легкових автомобілях [6-9].

Не дивлячись на переваги нової розробки, в її конструкції на погляд автора є елементи, які потребують більш детального дослідження, а саме пакет фрикціонів муфти 27.

Елементом для дослідження було обрано фрикційні диски головної муфти 27. Так як основною особливістю даної коробки, є поєднання механічної та варіаторної частини. Тому для включення варіаторної частини потрібно плавне безступеневе вмикання, яке реалізоване за допомогою муфти 27. Яка складається з комплекту із п'яти фрикційних дисків, її вмикання виконується при русі з місця (еквівалент вмикання на першій передачі у механічній коробці). А саме максимально розвинута потужність на першій передачі становить 45 кВт. Вся ця потужність гаситься за допомогою п'яти фрикційних дисків, які забезпечують безступеневе вмикання варіаторної частини коробки передач. Так як цей елемент є достатньо енергонавантаженим його обрано для подальшого проведення дослідження. Далі проведемо дослідження за допомогою програми SolidWorks в програмному модулі COSMOSWorks Designer [3]. Тип дослідження: температурний нагрів фрикційного диску, матеріал азбестові накладки. Для цього створено модель фрикційної накладки, та побудована сітка кінцевих елементів рис. 5. Якість сітки: всього вузлів 58928, елементів 31078, максимальний і мінімальний розмір елемента дорівнює 0,68 мм, що є достатньо високим показником.

Проведення теплового розрахунку проводилося зі збільшенням на третину максимальної потужності розвинутої на першій передачі замість 45 кВт, буде прикладено термічне навантаження в 60 кВт. З урахуванням п'яти дисків в головному фрикційному зчепленні на кожен з них діє 12 кВт навантаження, або по 6 кВт на кожному із робочих поверхонь диску.

Далі було побудовано температурні епюри рис. 6, з яких видно розподілення температури по поверхні накладки. На правому рисунку зображена поверхня до якої було прикладено зусилля в 6кВт, на ній виникає максимальна температура в 582 °С, з іншої сторони накладки температура знаходиться в районі 550 °С, що є нормальним при короткочасному включенні.

Побудовано епюри градієнта результативної температури рис. 7, яка показує зміну показання температури на одиницю відстані, середнє значення якого приблизно $200^{\circ}\text{C}/\text{см}$.

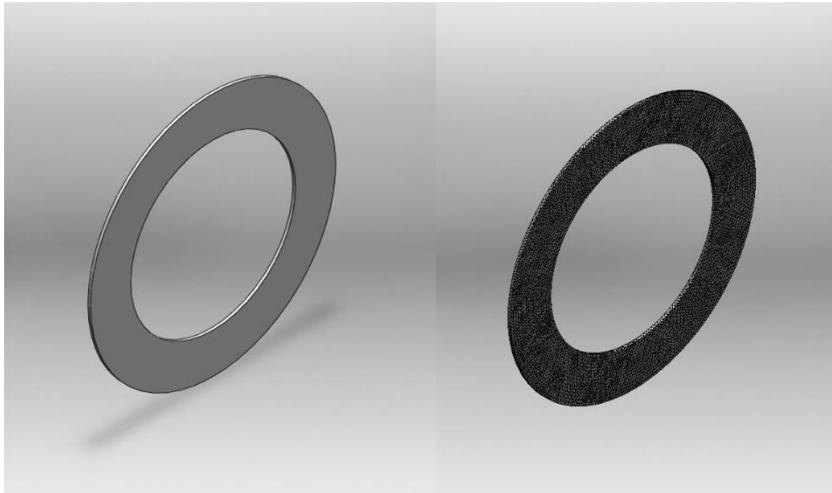


Рис. 5 – Модель і сітка кінцевих елементів накладки

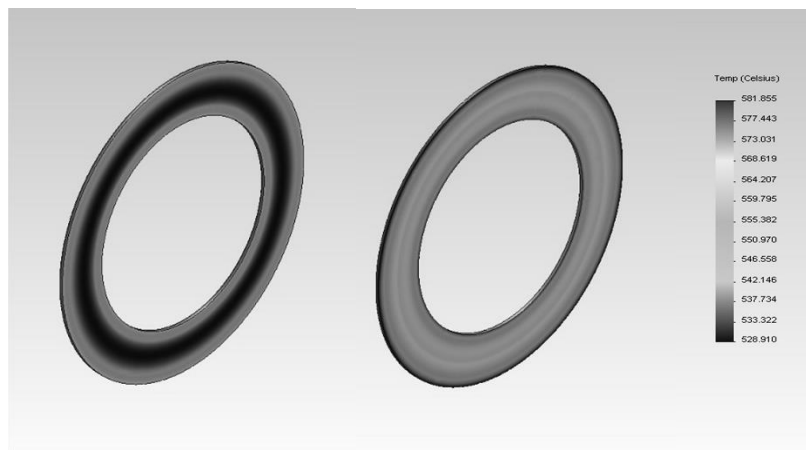


Рис. 6 – Епюра температури на задній поверхні накладки (зображення зліва) та передній (зображення справа)

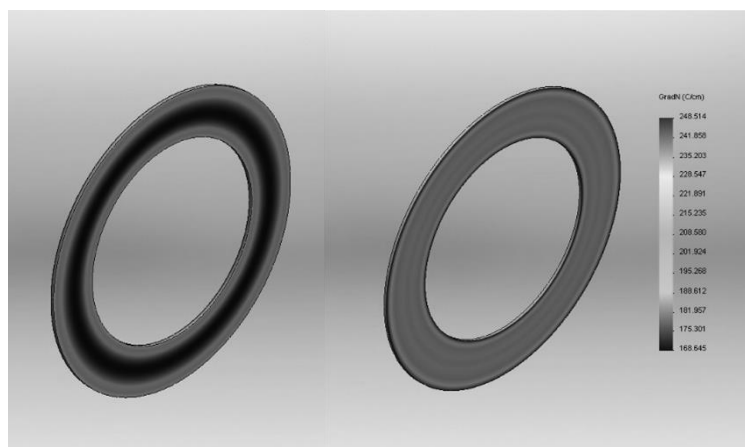


Рис. 7 – Епюра градієнта результативної температури

З передньої сторони виникає максимальне значення на зовнішніх кромках і складає $248^{\circ}\text{C}/\text{см}$, а зі зворотного боку мінімальне значення в $169^{\circ}\text{C}/\text{см}$.

Також побудовано епюру результативного теплового потоку рис. 8, вона є абсолютною величиною, що дорівнює кількості теплоти, яка проходить через ізотермічну поверхню одиничної площі (одиниця вимірювання $\text{Вт}/\text{м}^2$)

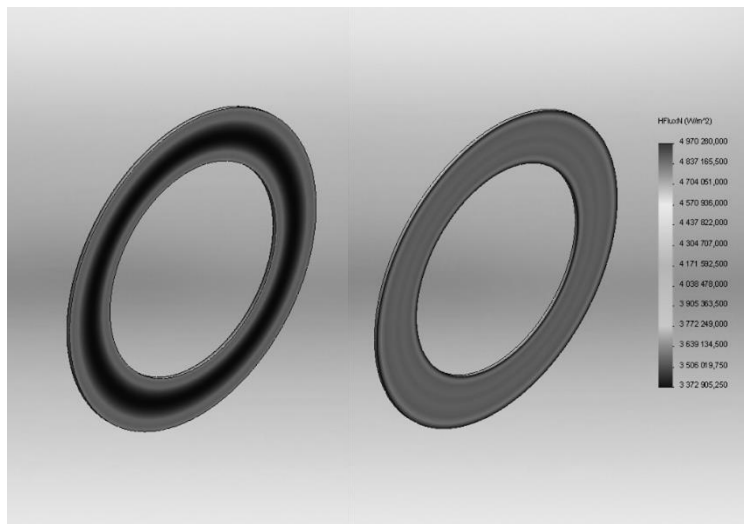


Рис. 8 – Епюра результативного теплового потоку

Як видно із рисунка максимальні значення виникають на зовнішніх та внутрішніх кромках, що знаходяться в районі $4970 \text{ кВт}/\text{м}^2$, мінімальні значення спостерігаються всередині накладки і дорівнюють $3772 \text{ кВт}/\text{м}^2$. На зворотній стороні мінімальні значення складають $3372 \text{ кВт}/\text{м}^2$, а максимальні $4038 \text{ кВт}/\text{м}^2$.

Далі проведено порівняльне дослідження характеристик накладок, при прикладенні номінального зусилля, що розвивається двигуном на першій передачі і дорівнює 45 кВт .

Побудовано епюра температури рис. 9 показує, що максимальна температура, яка виникає всередині накладки не перевищує 368°C .

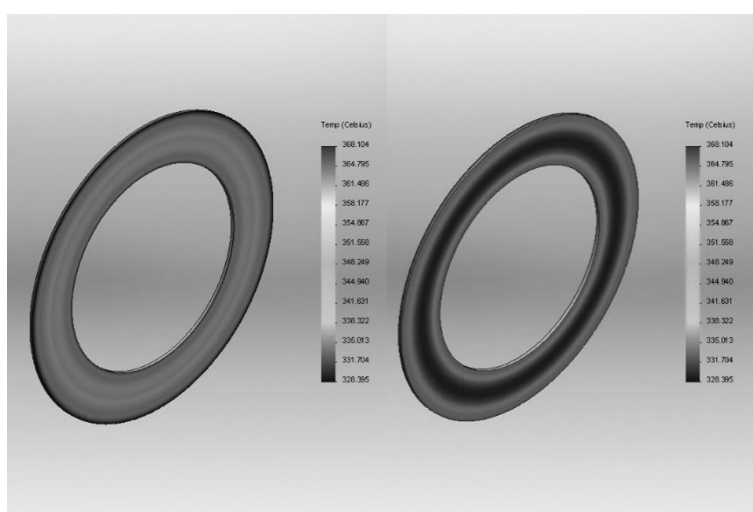


Рис. 9 – Епюра температури накладки при прикладенні потужності в 45 кВт

Також побудована епюра градієнта результативної температури рис. 10, з якої слідує, що максимальна зміна показання температури на одиницю відстані, складає $248^{\circ}\text{C}/\text{см}$, а мінімальне значення дорівнює $126^{\circ}\text{C}/\text{см}$.

Епюра результативного теплового потоку рис. 11, також вказує на зменшення максимального значення до $3719 \text{ кВт}/\text{м}^2$, а мінімальне значення на зворотній стороні складає $2528 \text{ кВт}/\text{м}^2$.

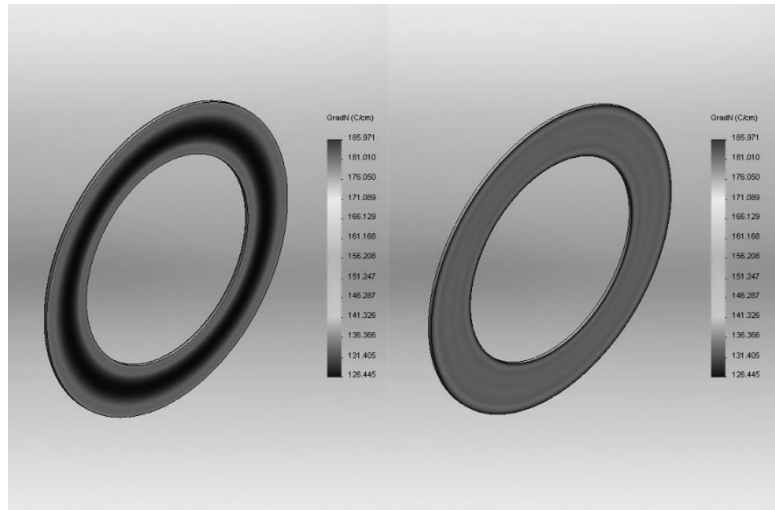


Рис. 10 – Епюра градієнта результативної температури при 45 кВт потужності

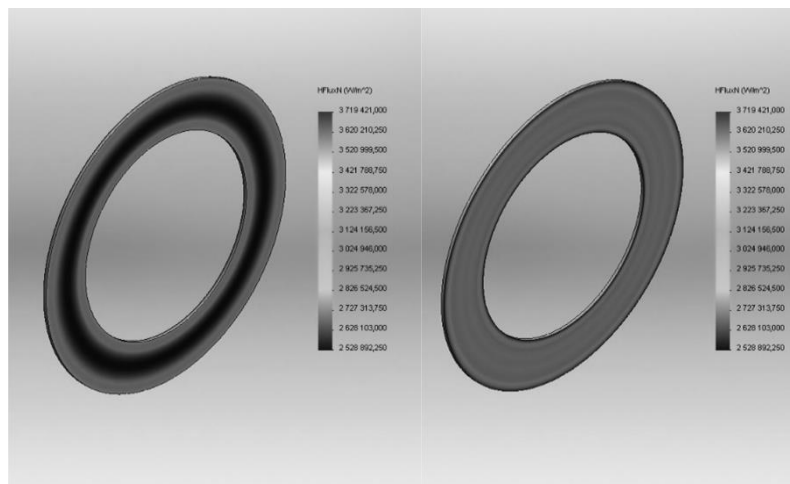


Рис. 11 – Епюра результативного теплового потоку в номінальному режимі роботи двигуна

В результаті проведеного дослідження слідує, що теплові показники фрикційного диска головної муфти при прикладенні на третину більшої потужності (60 кВт) в порівнянні з номінальним показником дозволяє без ризику перегріву, та руйнуванні використовувати спроектовану коробку передач. Так як існуючі сучасні матеріали дозволяють нормально функціонувати навіть при пікових показниках навантаження в температурному режимі до 800°C , та номінальному до 350°C .

Аналогічно проведений тепловий розрахунок при номінальній потужності в 45 кВт , показав результати, які не перевищують температурний режим в 368°C , що дає можливість

використання менш продуктивні, але набагато дешевші рішення, які відповідають вимогам по експлуатації без втрати своїх технічних характеристик.

Висновки. 1. Розроблена перспективна комбінована коробка передач легкового автомобіля.

2. Проведено дослідження використання механічних коробок передач в автомобільних заторах. У процесі дослідження проведено три експеримента в яких визначено відстань автомобільного затору, час роботи автомобіля на кожній передачі, час простою, загальний час у заторі та середня швидкість руху автомобіля в заторі. Аналізуючи проведені дослідження можливо зробити висновок, що водій з механічною трансмісією у заторах приймає на себе велике навантаження, яке полягає в постійній роботі з коробкою передач – перемикання куліси та робота з муфтою зчеплення, це тягне за собою стомлюваність водія та погіршення його самопочуття. Альтернативою для водія звісно є використання автоматичних трансмісій.

3. В роботі пропонується застосування нової альтернативної трансмісії, яка поєднує в собі механічну та автоматичну трансмісію. Запропонована трансмісія дозволить водію керувати автомобілем в звичайному режимі руху механічним шляхом, а у заторах в автоматичному, що дозволить водієві не втомлюватися в заторах та підвищить його ергономічні властивості.

4. В роботі виконано дослідження на температурний нагріву фрикційного диска головної муфти спроектованої коробки передач, теплові показники фрикційного диска головного зчеплення при прикладенні на третину більшої потужності (60кВт) в порівнянні з номінальним показником дозволяє без ризику перегріву, та руйнуванні використовувати напівавтоматичну коробку передач. Так як існуючі сучасні матеріали дозволяють нормально функціонувати навіть при пікових показниках навантаження в температурному режимі до 800°C, та номінальному до 350°C. Аналогічно проведений тепловий розрахунок при номінальній потужності в 45 кВт, показав результати, які не перевищують температурний режим в 368°C, що дає можливість використання менш продуктивні, але набагато дешевші рішення, які відповідають вимогам по експлуатації без втрати своїх технічних характеристик.

Список літератури:

1. Avto Consulting: інформаційно-аналитическая група [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.autoconsulting.com.ua/>
2. Вікіпедія. Вільна енциклопедія [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://uk.wikipedia.org/>
3. SolidWorks: офіційний сайт [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.solidworks.com/ru>
4. *Гаспарянц Г. А.* Конструкция, основы теории и расчета автомобиля: Учебник для машиностроительных техникумов по специальности «Автомобилестроение» - М.: Машиностроение, 1978. - 351с.
5. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов специальности «Автомобили и тракторы» / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц и др. - М.: Машиностроение, 1984. - 376с.
6. *Острроверх О. О.* Розробка трьохвальної коробки передач легкового автомобіля з поперечним розташуванням двигуна [Електронний ресурс] / О. О. Острроверх // Priority directions of science and technology development : abstr. of the 6th Intern. sci. and practical conf., February 20-22, 2021 / М. L. Komarytskyu. – Electronic text data. – Kyiv, 2021. – P. 256-260. – URI: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/53265>.
7. Статичне дослідження елементів самоблокувального диференціалу підвищеного тертя з метою збільшення його надійності і експлуатаційних характеристик / О. О. Острроверх [та ін.] // Збірник наукових праць Нац. ун-ту кораблебудування ім. адмірала Макарова / ред. кол.: С. І. Сербін. – Миколаїв : Гельветика, 2021. – № 1 (484). – С. 24-30.
8. *Острроверх О. О.* Дослідження застосування аксіально-поршневих компресорів в автомобільних системах кондиціонування / О. О. Острроверх // Вчені записки Тавр. нац. ун-ту ім. В. І. Вернадського. Сер. : Технічні науки. – 2020. – Т. 31 (70), № 3, ч. 2. – С. 109-118.
9. *Острроверх О. О.* Статичне дослідження елементів трьохвальної коробки передач легкового автомобіля з поперечним розташуванням двигуна / О. О. Острроверх // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Автомобіле- та тракторобудування : зб. наук. пр. – Харків : НТУ "ХПІ", 2020. – № 1. – С. 35-44.

References (transliterated)

1. Avto Consulting: information and analytical group [Electronic resource]. – Access mode: <https://www.autoconsulting.com.ua/>
2. Wikipedia. Free encyclopedia [Electronic resource]. - Access mode: <https://uk.wikipedia.org/>
3. SolidWorks: official site [Electronic resource]. - Access mode: <https://www.solidworks.com/ru>
4. Gaspariyants G. A. Design, fundamentals of the theory and calculation of the car: Textbook for engineering colleges in the specialty "Automotive" - М.: Mashinostroenie, 1978. - 351p.
5. Design and calculation of the car: Textbook for students of higher educational institutions of the specialty "Automobiles and tractors" / P. P. Lukin, G. A. Gasparyan and others - М.: Mashinostroenie, 1984. - 376s.
6. Ostroverkh O. O. Development of a three-way transmission of a passenger car with transverse gearing of the engine [Electronic resource] / O. O. Ostroverkh // Priority directions of science and technology development: abstr. of the 6th Intern. sci. and practical conf., February 20-22, 2021 / М. L. Komarytsky. – Electronic text data. - Kyiv, 2021. - P. 256-260. – URI: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/53265>.
7. Static follow-up of the elements of the self-blocking differential of the advanced third with a method of increasing its superiority and operational characteristics / O. O. Ostroverkh [that in.] // Collection of science practices Nat. un-tu shipbuilding im. Admiral Makarov / ed. Col.: S. I. Serbian. - Mykolaiv: Helvetica, 2021. - No. 1 (484). - P. 24-30.
8. Ostroverkh O. O. Research of application of axial-piston compressors in automobile conditioning systems / O. O. Ostroverkh // Scientific notes of Tavri. nat. University named after VI Vernadsky. Ser. : Technical sciences. - 2020. - Vol. 31 (70), № 3, Part 2. - P. 109-118.
9. Ostroverkh O. O. Static research of elements of a three-shaft transmission of a car with a transverse location of the engine / O. O. Ostroverkh // Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser. Automobile and tractor construction: coll. Science. pr. - Kharkiv: NTU "KhPI", 2020. - № 1. - P. 35-44.

Надійшла (received) 15.10.2021 р.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Островерх Олександр Олегович (Островерх Александр Олегович, Ostroverkh Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- і тракторобудування; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8334-0286>; e-mail: ostrov.sasha@gmail.com.

Н.В. ПИСАРСЬКА, В.В. ЄПІФАНОВ, В.Б. САМОРОДОВ

ДИРЕКТОРИ ХАРКІВСЬКОГО ТРАКТОРНОГО ЗАВОДУ І ЇХ ВНЕСОК У РОЗВИТОК ПІДПРИЄМСТВА

В роботі досліджено життєвий шлях і внесок директорів Харківського тракторного заводу у діяльність підприємства, зокрема у виробництво зразків нової техніки. Аналіз доробку кожного з очільників заводу показує, що це люди, які віддані своїй справі та, хоч як би не складалася економічна та політична ситуація в державі, керівники намагалися зробити усе задля покращення діяльності підприємства та удосконалення виробів. Показано як доля заводу та його продукції переплетена з долею директорів.

Ключові слова: Харківський тракторний завод, директори, виробництво, розвиток

Н.В. ПИСАРСКАЯ, В.В. ЕПИФАНОВ, В.Б. САМОРОДОВ

ДИРЕКТОРА ХАРЬКОВСКОГО ТРАКТОРНОГО ЗАВОДА И ИХ ВКЛАД В РАЗВИТИЕ ПРЕДПРИЯТИЯ

В работе исследован жизненный путь и вклад директоров Харьковского тракторного завода в деятельность предприятия, в том числе в производство образцов новой техники. Анализ наработок каждого из руководителей завода показывает, что это люди, которые преданы своему делу и, как бы не складывалась экономическая и политическая ситуация в государстве, руководители пытались сделать все для улучшения деятельности предприятия и усовершенствования изделий. Показано как судьба завода и его продукции переплетена с судьбой директоров.

Ключевые слова: Харьковский тракторный завод, директора, производство, развитие

N. PYSARSKA, V. YEPIFANOV, V. SAMORODOV

DIRECTORS OF THE KHARKIV TRACTOR PLANT AND THEIR CONTRIBUTION TO THE DEVELOPMENT OF THE ENTERPRISE

The life's journey and contribution of the Kharkiv Tractor Plant directors to the enterprise's activities, including the production of examples of the new technique, were studied in the work. The practices analysis of each of the plant's seniors shows that these are people who are dedicated to their work and, no matter how the economic and political situation in the state develops, the directors tried to do everything for improving the enterprise's activities and modernising of the products. For the entire period of work (90 years), the Kharkiv Tractor Plant has produced more than three million tractors and other heavy-duty special-purpose machines. How the fate of the plant and its products is intertwined with the fate of the directors was shown.

Keywords: Kharkiv Tractor Plant, directors, manufacture, development

Вступ. Харків є одним із центрів промисловості країни. У місті зосереджено чимало підприємств, які забезпечують продукцією не лише Україну, але й інші держави. Значне місце серед заводів з багаторічною історією посідає Харківський тракторний завод (ХТЗ). Підприємство відоме не лише як виробник численних зразків сільськогосподарської техніки (як колісної, так і гусеничної), а й машин спеціального призначення.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Низка публікацій, присвячених історії цього підприємства, розкриває проблеми виробництва, проте значно менше джерел, де висвітлено діяльність керівників ХТЗ. До матеріалів, у яких певним чином згадано життєвий та виробничий шлях директорів, належать роботи В.В. Біблика «Харківський тракторний завод ім. С. Орджонікідзе (сторінки історії)» [1], О.Г. Кривоконя «Тракторобудування в Україні: передумови, історія та тенденції світового розвитку в аспекті світового прогресу (20-ті – 80-ті рр. ХХ ст.)» [2]. Деякі відомості можна знайти у періодичних виданнях, зокрема газетах, та історичних працях, присвячених видатним харків'янам [3]. Проте немає жодної публікації, де

зібрано й узагальнено інформацію щодо біографій та діяльності усіх директорів ХТЗ за 90 років його роботи.

Метою статті є комплексне всебічне дослідження життєвого шляху та внесків директорів ХТЗ у діяльність підприємства, зокрема у виробництво зразків нової техніки.

Виклад основного матеріалу. Першим директором підприємства став *Пантелеймон Іванович Свистун*. Під його керівництвом був побудований завод, налагоджене виробництво спочатку колісних, а згодом і гусеничних тракторів.

П.І. Свистун народився 28 липня 1890 р. у Полтавській губернії, з п'ятнадцяти років працював на Крюківських вагонних майстернях. У 1909 р. переїхав до Харкова. Тут він улаштувався на роботу довагоноремонтних майстерень на залізничній станції Основа. Брав активну участь у революційній діяльності, учасник громадянської війни в Росії. У 1920-х рр. працював на керівних посадах у виконавчих органах Полтавської, Кременчуцької, Миколаївської, Київської, Сумської губерній. 1929 – 1930 рр. – 1-й заступник голови Вищої ради народного господарства УРСР. У 1930 р. став директором будівництва ХТЗ. Саме під його керівництвом збудовано підприємство і після пуску 1 жовтня 1931 р. розпочато виробництво колісних тракторів СХТЗ-15/30. У 1932 р. П.І. Свистун нагороджений орденом Леніна, потім деякий час (1932 – 1934 рр.) працював на посаді начальника Головного Управління автотракторної промисловості СРСР, а у 1934 р. повернувся на посаду директора ХТЗ і очолив роботу з підготовки заводу до виробництва нових тракторів. За порівняно невеликий проміжок часу було налагоджено розробку та виробництво сучасних на той час видів техніки. У 1935 р. з конвеєра зійшов 100-тисячний трактор, у 1936 р. – 150-тисячний. Завдяки діяльності П.І. Свистуна та колектива підприємства 17 вересня 1937 р. розпочато виготовлення гусеничного СХТЗ-НАТІ, що став першим трактором масового виробництва вітчизняної конструкції.

Доля П.І. Свистуна склалася, на жаль, трагічно. У 1938 р. його заарештували, звинуватили як ворога народу і відправили етапом до Москви, а згодом розстріляли. На довгий час ім'я цієї видатної людини було забуте. Реабілітований лише у 1955 році [4].

Олександр Давидович Брускін був директором ХТЗ у 1932 – 1934 рр. Народився О.Д. Брускін 6 листопада 1897 р. у м. Херсон. З 20-річного віку займався політичною діяльністю, а після жовтневої революції 1917 р. працював у студентських організаціях та Вищій Раді народного господарства України, з 1919 р. перебував у лавах Червоної армії. Згодом, він виявив інженерний талант та організаційні здібності. У 1922 р. О.Д. Брускін закінчив механіко-технологічний факультет Харківського технологічного інституту (зараз – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» (НТУ «ХПІ»)) та вступив до аспірантури. У цьому ж році влаштувався на посаду слюсаря-ремонтника на Харківський завод «Серп і Молот». Цікавим є той факт, що О.Д. Брускін проходив стажування у вищих навчальних закладах Німеччини протягом 1923 – 1924 рр. Після повернення переходить на роботу до Харківського паровозобудівного заводу (зараз – Державне підприємство «Завод імені В.О. Малишева» (ДП «ЗіМ»)), спочатку – на посаду інструктора, а згодом стає механіком. Крім того, увесь цей час, займається викладанням у Харківському технологічному інституті.

Під час підготовки до виготовлення гусеничного трактора, у 1924 р. Олександра Давидовича призначають керівником тракторного цеху, де згодом виготовлено перший в СРСР гусеничний трактор «Комунар», а з 1926 р. розпочалося його серійне виробництво. Саме цей факт успішного освоєння нового виду техніки на підприємстві посприяв тому, що у 1929 р. О.Д. Брускіна призначили головним інженером будівництва ХТЗ, а у 1931 р. – технічним директором цього підприємства. З 1932 р. О.Д. Брускін став директором ХТЗ. Його діяльність була високо оцінена. 25 травня 1932 р. за успішне освоєння виробничого процесу й дострокове доведення обсягів випуску продукції до 200 тракторів на добу ХТЗ нагороджений орденом

Леніна. У 1933 р. завод розпочав виробництво дизель-моторів автотракторного типу, успішно виконав план випуску тракторів.

З 1934 р. О.Д. Брускіна призначили директором Челябінського тракторного заводу, де він успішно продовжив свою діяльність. З 1936 р. заступник Народного Комісара важкої промисловості, з 1937 р. – Нарком машинобудування СРСР. Проте, кар'єра та життя цієї талановитої людини закінчились трагічно. У 1938 р. за наклепом його заарештували, звинуватили в участі у контрреволюційній терористичній організації та оголосили смертельний вирок. Розстріляли О.Д. Брускіна 7 березня 1939 р. Реабілітували його, як і П.І. Свистуна, лише в 1955 р. [2, с. 336 – 337].

Сава Ілліч Воскобой був керівником ХТЗ лише рік, а саме, з листопада 1938р. по жовтень 1939 р. До цього він працював робітником, майстром та змінним механіком чавуноливарного цеху ХТЗ (1931 – 1936 рр.). Потім С.І. Воскобой навчався в Промисловій академії (1936 – 1938 рр.). Подальшим місцем його роботи після 1939 р. стали підприємства Ленінграда [1, с. 54].



П.І. Свистун



О.Д. Брускін



П.П. Парфьонов

Петро Павлович Парфьонов зробив вагомий внесок не лише у діяльність ХТЗ, а й у життя Алтайського краю, зокрема м. Рубцовськ. Народився П.П. Парфьонов 1901 р. у слободі Пушкарна Білгородського повіту Курської губернії у родині залізничника. Протягом 1920 – 1923 рр. навчався в Харківському технологічному інституті. Трудову діяльність він розпочав у рік закінчення навчання на Харківському паровозобудівному заводі спочатку на посаді конструктора, механіка, згодом – начальника ковальського цеху, головного інженера, заступника директора та директора. 23 жовтня 1939 р. П.П. Парфенова призначили директором ХТЗ.

У 1941 р. на початку війни підприємство випускало броньовані трактори (легкі танки) Т-16 (ХТЗ-16). З наближенням до міста лінії фронту, спочатку до Сталінграду, а потім на Алтай евакуювали обладнання та невелику групу кадрових робітників та спеціалістів ХТЗ. Цю групу очолив П.П. Парфьонов, якого у січні 1942 р. призначили першим директором тракторного заводу в м. Рубцовськ. Під керівництвом П.П. Парфьонова фактично серед степу швидко налагоджено виробництво тракторів АСХТЗ-НАТІ. Саме стійкість характеру та звичка не помічати труднощів посприяли тому, що виробництво на підприємстві було організоване за короткий термін. П.П. Парфьонов не був «кабінетним» працівником, він щоденно слідкував за виробництвом та радів успіхам працівників. Слід відзначити, що пуск першого у Сибіру Алтайського тракторного заводу позитивно вплинув на обороноздатність держави та відіграв значну роль у розвитку сільського господарства регіону. За швидке та успішне налагодження та розвиток виробництва П.П. Парфьонова у 1944 р. і у 1948 р. нагородили орденами Леніна, а за розробку конструкції й освоєння випуску нового дизельного трактора він, разом із іншими фахівцями, отримав звання лауреата Державної премії СРСР (1950 р.).

У 1946 р. П.П. Парфьонова призначили начальником Главтракторпрому, у 1948 р. – заступником міністра автотранспортної промисловості СРСР, а згодом – завідувачем відділу Державного комітету з праці та заробітної плати. Помер у 1973 р. [5; 6, с. 5-64].

Після повернення з евакуації у 1943 р. директором ХТЗ став *Сергій Васильович Саленков* і саме він став керівником відбудови заводу та відновлення виробництва. Першочерговими завданнями підприємства на той час були ремонт автомашин для військових частин та відновлення виробничих площ, для чого задіяні наявні, на той час, близько 500 робітників, організовано базу з ремонту гусеничних машин. Проте, через нестачу кадрів, ХТЗ не міг працювати у повну силу, тому директорів заводу поставлено завдання якнайшвидше набрати кваліфікованих працівників, а також допоміжний персонал та службовців [7, арк. 48 – 49].

Майже за два місяці керування заводом С.В. Саленковим відремонтовано значну кількість верстатів, розчищено та введено до експлуатації робочі площі. Перед керівником поставлено низку складних завдань, наприклад, відновлення та введення в експлуатацію до 1 січня 1944 р. газогенераторного, ремонтно-ливарного, сталеливарного, термічного цехів. До 1 березня цього ж року – інструментального, ковальського, чавуноливарного, ремонтномеханічного, а до 1 вересня 1944 р. – деревообробного та механозбирального цехів. Крім значної кількості виробничих площ, необхідно було забезпечувати потреби робітників заводу, щовимагало термінового відновлення та будівництва житлових приміщень, крамниць, навчального комбінату та приміщення для ремісничого училища на базі підприємства. За даними архівних матеріалів, навіть за умов незначної чисельності працівників, завод у період відновлення вийшов на максимально можливий рівень. Працівники заводу займалися не лише своїми прямими обов'язками, а й брали активну участь у відновленні підприємства [2, с. 41; 8, с. 6; 35, 39-40].

Сергій Васильович поставився до наданих завдань відповідально, оскільки відновлення ХТЗ відбувалося доволі успішно, а також за роки його керування було відновлено школу робітничої молоді, укомплектовано її не лише матеріальними ресурсами, але й педагогічним персоналом. Як свідчить звіт про діяльність заводу за цей період, колективом підприємства проведено значний обсяг робіт, пов'язаний з відновленням діяльності, хоча й залишалися значні недоліки у забезпеченні верстатним парком. Отже, підприємство займалося ремонтними роботами та активно ставало на шлях відновлення виробництва. Зважаючи на певні досягнення у відновленні заводу, з 1945 р. С.В. Саленкова призначено заступником директора з будівництва та доручено займатися цим питанням і надалі, а посаду директора зайняв *Павло Якович Лісняк*, який керував ХТЗ з 1945 р. по 1952 р.

П.Я. Лісняк народився в 1908 р. у Катеринославській губернії (зараз Дніпровський район Дніпропетровської області) у родині лісника. Вищу освіту отримав у Київському індустріальному інституті (1931 – 1936). У 1936 – 1942 рр. на Челябінському тракторному заводі працює технологом, заступником начальника відділу, начальником цеху, начальником виробництва, заступником головного інженера. З 1942 р. по 1945 р. – начальник ковальського цеху Московського автозаводу. У червні 1945 р. був призначений на посаду директора ХТЗ. Оскільки очолював завод П.Я. Лісняк тривалий час, його внесок у розвиток підприємства став доволі значним [1, с. 75].

ХТЗ поступово нарощував обсяги виробництва завдяки активній діяльності усього колективу заводу, збільшено кількість працівників, відновлено чавуноливарний, сталеливарний, термічний та ковальський цехи, а виготовлення тракторів, порівняно з 1945 р., зросло в 4,6 рази. П.Я. Лісняк підтримував також проведення раціоналізаторської діяльності. Відповідні пропозиції дозволили спростити роботу підприємства з огляду на витрати робочої сили та економію коштів, однак, деякі новації, попри позитивні ознаки, мали й негативні наслідки, оскільки якість продукції ХТЗ не відповідала тогочасним вимогам. Крім того, економія коштів відбувалася завдяки інженерним рішенням. Це була найбільша економія, що перевищувала інші показники за усіма цехами. Завдяки раціоналізаторським пропозиціям

зкономлено витрати інструменту на 576662 рублі на рік [2, с. 93].

У 1948 р. за успішне відновлення заводу й перевиконання плану виробництва тракторів ХТЗ нагороджений орденом Трудового Червоного Прапора. Під час керівництва П.Я. Лісняка постало питання виготовлення нових зразків техніки. На початку лютого 1949 р. планувалося повністю перейти на випуск тракторів з дизельним двигуном. Три дослідні зразки ДТ-54 було виготовлено на Алтайському заводі ще у 1947 р. Він був більш потужним, ніж СХТЗ-НАТІ, тяглова сила у ДТ-54 вище, а витрата пального зменшувалася майже удвічі. Для переходу на виготовлення цих машин була потрібна спільна робота керівництва та працівників для того, щоб забезпечити вчасне та якісне виробництво. Крім того, у 1952 р. завод виготовляв деталі та вузли для садово-городнього трактора ХТЗ-7, що збирали на трактороскладальному підприємстві (пізніше – Харківський завод тракторних самохідних шасі). У цій роботі теж брав активну участь П.Я. Лісняк.

Після керівництва ХТЗ, Павло Якович у 1952 – 1954 рр. директор Горьковського автозаводу, у 1954 – 1957 рр. заступник міністра автомобільної промисловості СРСР, у 1957 – 1966 рр. голова Київського раднаргоспу, у 1966 – 1967 рр. заступник голови Держплану УРСР, з 1967 р. – перший заступник міністра автомобільної промисловості СРСР. Нагороджений трьома орденами Леніна, чотирма Трудового Червоного Прапора. Лауреат Державної премії СРСР (1952 р.). Пішов з життя у 1977 році. Похований у м. Москва [1, с. 75, 96].



П.Я. Лісняк



М.А. Пашин



П.Ю. Саблев

У 1952 р. на посаді директора П.Я. Лісняка змінив *Михайло Андрійович Пашин*. До призначення керівником він працював інженером, заступником головного інженера Горьковського автомобільного заводу (1938 – 1945 рр.), начальником виробництва – заступником головного інженера Ульяновського автомобільного заводу (1945 – 1950 рр.), головним інженером ХТЗ (1950 – 1952 рр.). За роки керування М.А. Пашина було виготовлено дослідну партію легких артилерійських тягачів, створених ще у 1947 р. конструкторами підприємства. За період 1953 – 1954 рр. на ХТЗ відбулося покращення кількісного та якісного складу працівників. Число дипломованих спеціалістів на 1 жовтня 1954 р., порівняно з 1953 р., зросло на 6,3%, з них спеціалістів з вищою освітою було 7,9% та з середньою технічною – 5,5%. У 1952 – 1954 рр. на підприємстві розпочалося спорудження цехів: другого чавуноливарного, третього та четвертого тракторних, експериментального, зростав випуск тракторів. У 1954 р. М.А. Пашина призначено заступником міністра автомобільного, тракторного і сільськогосподарського машинобудування СРСР, на початку 1960-х – директором Науково-дослідного автомобільного і автотракторного інституту (м. Москва). Нагороджений орденами Червоного Прапора та Червоної Зірки [1, с. 97; 2, с. 54; 8, с. 96 – 97].

З 1954 р. розпочався важливий етап у розвитку ХТЗ, саме з цього часу починається поступове вдосконалення та розробка принципово нових зразків техніки. Визначальну роль у цьому процесі відіграли працівники конструкторського бюро підприємства, а також керівник

заводу *Павло Юхимович Саблев*, що віддав підприємству чимало років свого життя та діяльності. Народився П.Ю. Саблев 1 (14) червня 1903 р. у селищі Нові Сиваї, зараз Хіславичського району Смоленської області у родині селянина. По закінченню семирічки розпочав трудову діяльність у 1922 р. технічним робітником. У 1924 р. переїхав до м. Краматорська, де пішов на роботу слюсарем на металургійний завод. З 1925 р. по 1927 р. проходив військову службу. По закінченні служби розпочав навчання на робфаці, потім у Харківському механіко-машинобудівному інституті (нині НТУ «ХПІ»), який закінчив у 1935 р. Працював інженером-дослідником Українського науково-дослідного інституту автодизелів, приймав участь у створенні танкового дизеля В-2. У 1937 р. П.Ю. Саблева було призначено на посаду начальника лабораторії заводу ім. Комінтерну (зараз ДП «ЗіМ»), а у 1941 р. – призначений керівником конструкторського бюро цього підприємства. У жовтні 1941 р. завод евакуювали до Челябінська, де П.Ю. Саблев керував конструкторською групою Кіровського заводу, евакуйованого з Ленінграда. Брав участь у створенні двигунів для танків КВ, ІС та самохідних артилерійських установок, за що отримав Державну премію СРСР (1946 р.) [7, арк. 2].

У 1946 р. П.Ю. Саблева повернувся до Харкова, де обійняв посаду заступника начальника конструкторського бюро Харківського заводу транспортного машинобудування (зараз ДП «ЗіМ»). З 1947 р. по 1950 р. – секретар парткому ХТЗ, а з 1950 р. по 1954 р. – директор харківського моторобудівного заводу «Серп і Молот». У червні 1954 р. повернувся на ХТЗ як директор та очолював підприємство 15 років. За ці роки з конвеєра ХТЗ зійшов 100-тисячний трактор ДТ-54, було розпочато виробництво гусеничних тракторів Т-74, у 1966 р. виготовлено трактор Т-25 потужністю 20 к.с. За роки керування П.Ю. Саблева завод вийшов на міжнародний ринок, почалася співпраця з Індією, Китаєм та Болгарією. Виготовлено чимало техніки для потреб армії, зокрема розроблено та розпочато серійне виробництво артилерійського тягача легкого (АТЛ), створено гусеничний транспортер-тягач (ГТТ) і сімейство легких багатоцільових транспортерів (МТЛ і МТЛБ).

Указом Президії Верховної Ради СРСР від 5 серпня 1966 р. П.Ю. Саблеву присвоєно звання Героя Соціалістичної Праці з врученням ордена Леніна та золотої медалі «Серп і Молот». У наступному році з конвеєра зійшов мільйонний трактор і за досягнуті успіхи у виконанні завдань з забезпечення сільського господарства країни тракторами, значний внесок у розвиток вітчизняного тракторобудування підприємство нагороджено другим орденом Леніна. У 1969 р. Павло Юхимович вийшов на пенсію та останні роки свого життя провів у Харкові. Помер 17 березня 1975 р. та похований на міському цвинтарі №2 [1, с. 99, 120 – 121, 125].

Найбільш тривалий час ХТЗ керував *Валентин Васильович Біблік*. Він усе своє життя присвятив цьому підприємству, саме на ХТЗ розпочався і завершився його трудовий шлях.

В.В. Біблік народився 22 червня 1926 р. у м. Єнакієво (Донецька область) у сім'ї робітників. З 1932 р. родина мешкала у м. Харків, де він закінчив сім класів середньої школи. З 1941 р. по 1947 р. перебував у евакуації, спочатку у Сталінграді, а потім – у Рубцовську. У цей період, починаючи з 1942 р., працював на Алтайському тракторному заводі, де брав безпосередню участь у виробництві тракторів. Два роки потому його підвищили до старшого технолога цеху, одночасно В.В. Біблік викладав креслення у вечірній школі № 9 м. Рубцовськ. У 1945 р. Валентин Васильович закінчив міську середню школу робітничої молоді.

У 1947 р. родина В.В. Бібліка повернулася з евакуації і він розпочав роботу на ХТЗ, з яким у подальшому зв'язав свою долю. Неабиякі інженерні й організаторські здібності допомогли йому пройти нелегкий шлях до вершин виробничої кар'єри. Він працював старшим технологом (1947 – 1953 рр.), заступником начальника експериментального цеху (1953 – 1954 рр.), начальником технологічного відділу (1954 – 1957 рр.), головним технологом (1957 – 1962 рр.), головним інженером (1962 – 1969 рр.). У 1953 р. закінчив Всесоюзний

заочний політехнічний інститут (м. Москва) та здобув повну вищу освіту.

З 1969 р. В.В. Бібліка призначили директором ХТЗ. За період його керування підприємством освоєно понад 20 нових моделей тракторів та інших транспортних засобів, які користуються попитом далеко за межами України. В.В. Біблік брав безпосередню участь у створенні великого уніфікованого сімейства тракторів Т-150, Т-150К та їх модифікацій. На підприємстві саме у цей час організовано конструкторське бюро зі спеціальної техніки, виготовлено транспортні засоби спеціального призначення (ТЗСП), зокрема багатоцільовий транспортер-тягач легкий броньований МТЛБ, «Гвоздика», «Штурм» тощо. Крім того, за сприянням В.В. Бібліка було здійснено реконструкцію підприємства, уведено до експлуатації нові виробничі площі та автоматичні лінії. Разом із тим, розвивалося міжнародне співробітництво, здійснювалась підготовка кваліфікованих кадрів.

За надання допомоги з організації виробництва спеціальної техніки на підприємствах Народної Республіки Болгарії, у травні 1975 р. ХТЗ нагороджений орденом Георгія Димитрова. У 1976 р. завод став головним підприємством виробничого об'єднання. У 1980-і роки ХТЗ досяг максимальної потужності – випуск продукції склав до 70 тисяч тракторів та понад 2 тисячі ТЗСП на рік. У вересні 1981 р. за великий внесок в оснащення сільського господарства високоефективною технікою підприємство нагороджене орденом Жовтневої Революції. 16 квітня 1982 р. з конвеєра зійшов двоміліонний трактор. З 1967 р. по 1992 р. на ХТЗ виготовлено біля 30 тисяч ТЗСП. На початку 1986 року завод постачав трактори до 36 країн світу й підготував виробництво нових моделей: Т-150КМ і Т-150К-02. У 1994 р. ХТЗ перетворений у відкрите акціонерне товариство.

В.В. Біблік відзначений державними нагородами. У 1981 р. йому присуджено звання Героя Соціалістичної Праці, нагороджений двома орденами Леніна, орденом Жовтневої Революції, двома орденами Трудового Червоного Прапора, орденом «За Заслуги». Він лауреат Державної премії СРСР (1969 р.), заслужений машинобудівник УРСР (1991 р.). Кандидат технічних наук. Почесний громадянин м. Харкова (1999 р.) [1, с. 133; 2, с. 348 – 349; 9; 10].

Валентин Васильович пішов з життя 6 червня 2009 р., похований у Харкові на міському цвинтарі № 4.



В.В. Біблік



П.П. Тодоров



О.Г. Кривоконь

У жовтні 1996 р. головою правління Відкритого акціонерного товариства (ВАТ) «ХТЗ» призначений *Петро Прокопович Тодоров*. П.П. Тодоров народився 24 жовтня 1946 р. у селі Троїцьке Попаснянського району Луганської області. З 1964 р. по 1970 р. навчався на факультеті транспортного машинобудування ХПІ. Інженер-конструктор, начальник дільниці ХТЗ (1970 – 1978 рр.). 1978 – 1980 рр. – на партійно-господарській роботі у м. Харкові. Заступник головного конструктора ХТЗ (1980 р.). У 1980 – 1987 рр. заступник, у 1987 – 1991 рр. – секретар парткому заводу. Заступник директора підприємства та голови правління ВАТ з економічної реформи (1991 – 1995 рр.). Заслужений працівник промисловості України (1999 р.) [1, с. 257; 11, с. 120].

ХТЗ після розпаду СРСР продовжив працювати, однак зміни часу та сільськогосподарських тенденцій потребували негайної адаптації виробництва, яку не змогла

перенести велика кількість машинобудівних підприємств України, але ХТЗ вистояв. У 2000-й рік завод увійшов з новою 160-ю серією потужних інтегральних сільськогосподарських тракторів, призначених для орно-просапних робіт. Ця модель посунула «білоруса» МТЗ-80 і «молдаванина» Т-70 на еволюційній сходинці тракторів свого класу, показуючи вищу в 2 – 2,5 рази продуктивність.

Значними конкретними результатами на початку 2000-х років була розробка оригінальних дослідних двопотокових гід्रोоб'ємномеханічних трансмісій (ГОМТ) для багатоцільових легких броньованих тягачів, модернізація ступінчастої механічної коробки передач МТЛБ шляхом введення гідрооб'ємного механізму повороту (ГМП) [12].

У листопаді 2001 р. ХТЗ вперше за свою історію на деякий час зупинив виробництво у зв'язку з відсутністю фінансування. Влітку 2002 р. завод розпочав випуск нової моделі трактора з автомобільним двигуном КамАЗ-740. У 2003 р. усі роботи з ТЗСП були призупинені, а з 2006 р. припинені у зв'язку з відсутністю фінансування. У 2003 – 2006 рр. три рази пройшла зміна власників ХТЗ [13; 14, с. 28, 31].

У 2005 – 2006 рр. Генеральним директором ВАТ «ХТЗ» і у 2006 – 2007 рр. Президентом підприємства працював *Олександр Григорович Кривоконь*. Олександр Григорович народився 12 грудня 1965 р. у м. Яготин Київської області. У 1984 – 1986 рр. проходив службу в обмеженому контингенті радянських військ в Демократичній Республіці Афганістан. Нагороджений орденом Червоної Зірки. Вищу освіту отримав 1993 р. у Київському державному університеті ім. Т.Т. Шевченка. З 1990 р. по 2005 р. працював на керівних посадах низки підприємств і організацій Чернігівської області. Після роботи на ХТЗ, з 2007 р. по 2014 р. на керівних посадах ДП «ЗіМ», ДП «Південний машинобудівний завод ім. О.М. Макарова» (м. Дніпро), ТОВ «Дніпрокран», Cogum Group. У 2017 р. та з квітня 2021 р. генеральний директор Харківського державного авіаційного виробничого підприємства, у 2018 – 2019 рр. – президент ДП «Антонов». З 2010 р. за сумісництвом працює професором кафедри «Автомобіле- і тракторобудування» (АТ) НТУ «ХПІ». Заслужений працівник промисловості України. Кандидат філософських, доктор історичних наук [15].

У 2005 р. ХТЗ випустив 2,5 тисячі тракторів, влітку на полігоні ХТЗ (сумісно з кафедрою АТ НТУ «ХПІ») проведені польові випробування гусеничного трактора ХТЗ-200 з ГМП, які підтвердили більш високу ефективність цього виробу у порівнянні з попередником Т-150. Станом на 2006 р. завод виробляв універсальні колісні трактори загального призначення ХТЗ-17221 і ХТЗ-17222, колісні орно-просапні ХТЗ-16131, гусеничні ХТЗ-181, машини для фермерів ХТЗ-3510, фронтальні навантажувачі ХТЗ-156, а також здійснив модернізацію машин серії Т-150. У червні 2007 р. підприємство презентувало нову розробку – демонстраційний зразок першого бульдозера українського виробництва, яким став дорожно-будівельний трактор ТС-10 [16].

Олександр Олександрович Косов народився 25 лютого 1966 р. у місті Омськ. Вищу освіту здобув у Свердловському інституті народного господарства (1989 р.). З 1992 р. по 2007 р. працював на керівних посадах низки великих підприємств Росії (Єкатеринбург, Ростов-на-Дону, Перм): начальник відділу, комерційний директор, директор з виробництва, директор з оперативного управління, виконавчий директор, заступник генерального директора з стратегічного розвитку. Після роботи директором на ХТЗ (2007 – 2008 рр.) займається приватним підприємництвом і посідає керівні посади на російських підприємствах і в організаціях (Іжевський машинобудівний завод, холдінг «Технодинамика» (м. Москва) тощо) [17].

Сергій Олександрович Серебряков, який очолював ХТЗ з 2008 р. по 2013 р., народився 18 жовтня 1977 р. у селищі Орлівка Кемінського району (Киргизстан). Освіту здобув у Ярославському вищому військовому училищі імені генерала А.В. Хрульова. У 1998 – 2001 рр. С.О. Серебряков проходив службу у збройних силах Російської Федерації. У 2002 – 2004 рр. перебував на посаді директора з економіки та фінансів ВАТ «Красфарма» (м. Красноярськ), з

2004 р. по 2007 р. – перший заступник генерального директора – директор з економіки та фінансів ВАТ «Волга», м. Балахна, з 2013 р. по сьогодні є директором ЗАТ «Петербурзький тракторний завод» [18].



О.О. Косов



С.О. Серебряков



В.В. Губін



А.А. Коваль

Владислав Валерійович Губін народився у Харкові 12 серпня 1974 р. Він є випускником НТУ «ХПІ» та Харківського національного університета ім. В.Н. Каразіна. Певний час працював у сфері сільгоспмашинобудування. Керував ХТЗ з 2013 р. по 2016 р. Кандидат економічних наук. У 2015 р. був виготовлений перший зразок колісного трактора з двопотоковою ГОМТ, яку розробили вчені кафедри АТ НТУ «ХПІ» сумісно з фахівцями ХТЗ. Зараз В.В. Губін проживає в Іспанії [15; 19; 20, с. 15-16].

Коваль Андрій Анатолійович народився 28 травня 1969 р., має три вищі освіти. Керує АТ «ХТЗ» у 2006 – 2007 рр. і з березня 2016 р. Кредо як керівника: «Підвищувати ефективність роботи шляхом реорганізації системи управління підприємством. Вибудувати правила гри й роботу всіх служб, щоб отримати ефект максимальної ефективності» [21].

За час керівництва:

– розроблена серія тракторів ХТЗ-240К, до яких адаптовано нові двигуни потужністю 250 к.с.;

– модернізовано промисловий трактор-бульдозер ТС-10 шляхом удосконалення механічної та гідравлічної частин трансмісії й системи управління;

– для тракторів ХТЗ-240К сумісно з кафедрою АТ НТУ «ХПІ» модернізовано першу в Україні ГОМТ й розпочато виробництво малими серіями тракторів з ГОМТ-2С;

– з залученням науково-технічної ради розглядаються та приймаються найбільш раціональні рішення з удосконалення конструкцій і експлуатаційних показників тракторів.

Висновки. Отже, аналізуючи життєвий шлях та діяльність кожного з очільників ХТЗ у різні часи, можна зробити висновок, що це люди, які віддані своїй справі та, хоч як би не складалася економічна та політична ситуація в державі, керівники намагалися зробити усе задля покращення діяльності підприємства та удосконалення зразків техніки. За весь період роботи (90 років) ХТЗ випустив більше трьох мільйонів тракторів та іншої важкої спеціалізованої техніки. Показано як доля заводу та його продукції переплетена з долею директорів ХТЗ.

Список літератури:

1. Біблик В. В. Харківський тракторний завод імені С. Орджонікідзе (сторінки історії). Харків : Прапор, 2008. 260 с.
2. Кривоконь О. Г. Тракторобудування в Україні: передумови, історія та тенденції розвитку в аспекті світового прогресу (20-ті – 80-ті рр. ХХ ст.). Харків : Технологічний центр, 2015. 643 с.
3. Дикань А. П. Золотые звезды Харьковщины. Харьков: Полиграфист, 2008. 494 с.
4. Сліфанова Н. В. Перший директор Харківського тракторного заводу ім. С. Орджонікідзе та його внесок у

- діяльність підприємства //Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доп. 18 Міжн. наук.-практ. конф. (м. Харків, 12-14 травня 2010р.) у 4 ч. Харків, 2010. Ч. 1. С. 194.
5. 110 лет со Дня рождения первого директора Алтайского тракторного завода П.П. Парфенова [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://web.archive.org/web/20170909004849/http://altlib.ru/files/text/k2011/45.pdf>.
 6. Пустынный И.А. Ордена Ленина Алтайский тракторный: очерк истории. Барнаул, 1978. 153 с.
 7. Держархів Харків. обл. Ф. 2. Партийний архив Харьковского обкома компартии Украины. Оп. 4. Спр. 365. Информации, докладные записки, справки, письма обкома партии ЦК КП(б)У о работе прелприятий промышленности, транспорта, связи и строительства. 193 арк.
 8. История Харьковского тракторного завода им. С. Орджоникидзе: Сборник документов и материалов, июнь 1941–1962 гг. /Под ред. Г.И. Ващенко. Харьков: Прапор, 1960. Т. 2. 294 с.
 9. Библик Валентин Васильевич [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://www.warheroes.ru/hero/hero.asp?Hero_id=11779.
 10. Библик Валентин Васильевич [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://city.kharkov.ua/ru/o-xarkove/pochetnyie-xarkovchane/biblik-valentin-vasilovich.html>.
 11. Факультет транспортного машиностроения НТУ «ХПИ»/ Ред. кол: В.В. Епифанов, Д.О. Волонцевич, А.П. Марченко и др. Харьков: Планета-принт, 2015. 148 с.
 12. Тодоров П.П., Пономарев Е.П. Харьковский тракторный – полвека в оборонке. Военный парад. 1998, № 6. С.26–28.
 13. Легендарні українські заводи. Історія ХТЗ [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://tractorist.ua/articles/legendarni-ukrayinski-zavodi-silgospstehniki-htz>.
 14. Веретенников А.И., Бухалов В.В., Позняк В.Д. Специальная техника Харьковского тракторного завода. Механіка та машинобудування. 2021. С. 3–32.
 15. Кривоконь Олександр Григорович [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://kryvokon.com>.
 16. Індустріальний район Харкова [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://zh-cn.facebook.com/industrialregion/posts/270880610059131/>.
 17. Косов Александр Александрович [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://neftegaz.ru/persons/33170-kosov-aleksandr/>.
 18. Сергей Александрович Серебряков [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://rosspetsmash.ru/rukovodstvo/638-sergey-serebryakov>.
 19. На ХТЗ – новый директор [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.mediaport.ua/na-htz-novyy-direktor>.
 20. Самородов В.Б., Савина Н.В. Харьковский трактор с бесступенчатой трансмиссией. Argo Today. 2015, №1. С. 14–17.
 21. Андрей Коваль [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://latifundist.com/dosye/koval-andrej-anatolevich>.

References (transliterated)

1. Biblik V. V. Harkivs'kij traktornij zavod imeni S. Ordzhonikidze (storinki istorii). Harkiv : Prapor, 2008. 260 s.
2. Krivokon' O. G. Traktorobuduvannya v Ukraïni: peredumovi, istoriya ta tendencii rozvitku v aspekti svitovogo progresu (20-ti – 80-ti rr. НКН ст.). Harkiv : Tekhnologichnij centr, 2015. 643 s.
3. Dikan' A. P. Zolotyie zvezdy Har'kovshchiny. Har'kov: Poligrafist, 2008. 494 s.
4. Єпифанова Н. В. Перший директор Харківського тракторного заводу ім. С. Орджонікідзе та його внесок у діяльність підприємства //Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доп. 18 Міжн. наук.-практ. конф. (м. Харків, 12-14 травня 2010р.) у 4 ч. Харків, 2010. Ч. 1. С. 194.
5. 110 let so Dnya rozhdeniya pervogo direktora Altajskogo traktornogo zavoda P.P. Parfenova [Elektronnij resurs]. Rezhim dostupu: <https://web.archive.org/web/20170909004849/http://altlib.ru/files/text/k2011/45.pdf>.
6. Pustynnikov I.A. Ordena Lenina Altajskij traktornyj: ocherk istorii. Barnaul, 1978. 153 s.
7. Derzharhiv Harkiv. obl. F. 2. Partijnyj arhiv Har'kovskogo obkoma kompartii Ukrainy. Op. 4. Spr. 365. Informacii, dokladnye zapiski, spravki, pis'ma obkoma partii CK KP(b)U o rabote prelpriyatij promyshlennosti, transporta, svyazi i stroitel'stva. 193 ark.
8. Istoriya Har'kovskogo traktornogo zavoda im. S. Ordzhonikidze: Sbornik dokumentov i materialov, iyun' 1941–1962 gg. /Pod red. G.I. Vashchenko. Har'kov: Prapor, 1960. T. 2. 294 s.
9. Biblik Valentin Vasil'evich [Elektronnij resurs]. Rezhim dostupu:

- http://www.warheroes.ru/hero/hero.asp?Hero_id=11779.
10. Biblik Valentin Vasil'evich [Elektronnij resurs]. Rezhim dostupu: <http://city.kharkov.ua/ru/o-xarkove/pochetnyie-kharkovchane/biblik-valentin-vasilovich.html>.
 11. Fakul'tet transportnogo mashinostroeniya NTU «HPI»/ Red. kol: V.V. Epifanov, D.O. Voloncevich, A.P. Marchenko i dr. Har'kov: Planeta-print, 2015. 148 s.
 12. Todorov P.P., Ponomarev E.P. Har'kovskij traktornyj – polveka v oboronke. Voennyj parad. 1998, № 6. S.26–28.
 13. Legendarni ukraïns'ki zavodi. Istoriya HTZ [Elektronnij resurs]. Rezhim dostupu: <http://tractorist.ua/articles/legendarni-ukrayinski-zavodi-silgospstehniki-htz>.
 14. Veretennikov A.I., Buhalov V.V., Poznyak V.D. Special'naya tekhnika Har'kovskogo traktornogo zavoda. Mekhanika ta mashinobuduvannya. 2021. S. 3–32.
 15. Krivokon' Oleksandr Grigorovich [Elektronnij resurs]. Rezhim dostupu: <http://kryvokon.com>.
 16. Industrial'nij rajon Harkova [Elektronnij resurs]. Rezhim dostupu: <http://zh-cn.facebook.com/industrialregion/posts/270880610059131/>.
 17. Kosov Aleksandr Aleksandrovich [Elektronnij resurs]. Rezhim dostupu: <http://neftegaz.ru/persons/33170-kosov-aleksandr/>.
 18. Sergej Aleksandrovich Serebryakov [Elektronnij resurs]. Rezhim dostupu: <http://rosspetsmash.ru/rukovodstvo/638-sergey-serebryakov>.
 19. Na HTZ – novyj direktor [Elektronnyj resurs]. Rezhim dostupu: <https://www.mediaport.ua/na-htz-novyy-direktor>.
 20. Samorodov V.B., Savina N.V. Har'kovskij traktor s besstupenchatoj transmissiej. Argo Today. 2015, №1. S. 14–17.
 21. Andrej Koval' [Elektronnij resurs]. Rezhim dostupu: <http://latifundist.com/dosye/koval-andrej-anatolevich>

Надійшла (received) 25.09.2021 р.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Писарська Наталія Віталіївна (Писарская Наталья Витальевна, Pysarska Nataliia) – кандидат історичних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Українська мова», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6911-7600>; e-mail: npisarska@gmail.com

Єніфанов Віталій Валерійович (Епифанов Виталий Валериевич, Yerifanov Vitalii) – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», директор Навчально-наукового інституту механічної інженерії і транспорту, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6240-9771>; e-mail: evitalii1956@gmail.com

Самородов Вадим Борисович (Самородов Вадим Борисович, Samorodov Vadym) – доктор технічних наук, професор, пенсіонер, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2965-5460>; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com

Є.І. КАЛІНІН, В.А. ЖИЛІН, Р.М. ПЕТРОВ, Ю.І. КОЛЕСНИК

ТЯГОВІ ЯКОСТІ ВЕДУЧИХ КОЛІС ПІД ЧАС КОЧЕННЯ ЇХ ПО ОДНОМУ СЛІДУ

При прямолінійному русі колісного трактора по поверхні, що деформується, його задні колеса рухаються по колії, що утворюється передніми. Величина ущільнення ґрунту може бути різною залежно від її фізико-механічних властивостей, розмірів передніх коліс трактора, вагового навантаження, що припадає на передню вісь, тощо. Відповідно будуть різними та тягові здібності задніх ведучих коліс. Цю обставину слід враховувати при проектуванні колісних тракторів, особливо тракторів-тягачів з двома ведучими осями, у яких зміна якогось із перерахованих вище факторів, наприклад розподілу навантаження по осях, впливає не тільки на ущільнення поверхні, по якій рухаються задні колеса, але й на тягові якості передніх.

В ході досліджень встановлено, що зі зменшенням коефіцієнта розподілу навантаження нижче 0,5 знижується роль заднього колеса, здатного розвивати більше тягове зусилля, ніж переднє при тому ж навантаженні, в утворенні загального тягового зусилля. Тому загальне тягове зусилля ведучих коліс стає нижчим. При збільшенні даного коефіцієнта вище 0,5 зменшується величина попереднього ущільнення ґрунту переднім колесом; в результаті знижується здатність заднього колеса розвивати більше тягове зусилля, ніж переднє за того ж навантаження. Найбільше тягове зусилля двох ведучих коліс, що рухаються по одному сліду, досягається при однакових вагових навантаженнях. Таким чином, положення центру ваги трактора з чотирма ведучими колесами однакового розміру слід вибирати з таким розрахунком, щоб навантаження на передніх та задніх колесах вирівнювалося за номінального тягового зусилля на гаку.

При проведенні досліджень на полі, підготовленому під посів, з активним напівприцепом при різному розподілі навантаження між задньою віссю трактора і віссю напівпричепа, встановлено, що центр ваги активного напівпричепа може вибиратися так само, як і для неактивного, тобто з огляду на вплив довантаження трактора вагою напівпричепа на тягові показники.

Отримані в роботі залежності дозволяють проводити аналіз тягових якостей кількох ведучих коліс під час кочення їх по одному сліду. З їхньою допомогою можна виявити вплив ущільнення поверхні на тягові якості задніх коліс, що рухаються слідом передніх; вплив розподілу навантаження по осях ведучих коліс на їхнє загальне тягове зусилля, тощо.

Ключові слова: трактор, ущільнення, навантаження, кочення, деформація, буксування.

Е.И. КАЛИНИН, В.А. ЖИЛИН, Р.М. ПЕТРОВ, Ю.И. КОЛЕСНИК

ТЯГОВЫЕ КАЧЕСТВА ВЕДУЩИХ КОЛЕС ПРИ КАЧЕНИИ ИХ ПО ОДНОМУ СЛЕДУ

При прямолинейном движении колесного трактора по деформируемой поверхности его задние колеса движутся по колее, образуемой передними. Величина уплотнения почвы может быть различной в зависимости от ее физико-механических свойств, размеров передних колес трактора, весовой нагрузки, приходящейся на переднюю ось и тому подобное. Соответственно будут различными и тяговые способности задних ведущих колес. Это обстоятельство следует учитывать при проектировании колесных тракторов, особенно тракторов-тягачей с двумя ведущими осями, у которых изменение какого-либо из перечисленных выше факторов, например распределения нагрузки по осям, оказывает влияние не только на уплотнение поверхности, по которой движутся задние колеса, но и на тяговые качества передних.

В ходе исследований установлено, что с уменьшением коэффициента распределения нагрузки ниже 0,5 снижается роль заднего колеса, способного развивать большее тяговое усилие, чем переднее при той же нагрузке, в образовании общего тягового усилия. Поэтому общее тяговое усилие ведущих колес становится ниже. При увеличении данного коэффициента выше 0,5 уменьшается величина предварительного уплотнения ґрунта передним колесом; в результате снижается способность заднего колеса развивать большее тяговое усилие, чем переднее при той же нагрузке. Наибольшее тяговое усилие двух ведущих колес, двигающихся по одному следу, достигается при одинаковых весовых нагрузках. Таким образом, положение центра тяжести трактора с четырьмя ведущими колесами одинакового размера следует выбирать с таким расчетом, чтобы нагрузка на передних и задних колесах выравнивалась при номинальном тяговом усилии на крюке.

При проведении исследований на поле, подготовленном под посев, с активным полуприцепом при различном распределении нагрузки между задней осью трактора и осью полуприцепа, установлено, что центр тяжести активного полуприцепа может выбираться так же, как и для неактивного, т.е. с учетом влияния полуприцепа на тяговые показатели.

Полученные в работе зависимости позволяют проводить анализ тяговых качеств нескольких ведущих колес при качении их по одному следу. С их помощью можно выявить влияние уплотнения поверхности на тяговые качества задних двигающихся следом передних колес; влияние распределения нагрузки по осям ведущих колес на их общее тяговое усилие и т.д.

Ключевые слова: трактор, уплотнение, нагрузка, качение, деформация, буксование.

E. KALININ, V. ZHILIN, R. PETROV, Y. KOLIESNIK

TRACTION QUALITIES OF THE DRIVING WHEELS WHEN ROLLING THEM ALONG ONE TRACK

During rectilinear motion of a wheeled tractor on a deformable surface, its rear wheels move along the track formed by the front ones. The amount of soil compaction can be different depending on its physical and mechanical properties, the dimensions of the front wheels of the tractor, the weight load falling on the front axle, and the like. Accordingly, the traction abilities of the rear drive wheels will also be different. This circumstance should be taken into account when designing wheeled tractors, especially tractor-tractors with two driving axles, in which a change in any of the factors listed above, for example, the distribution of the load along the axles, affects not only the compaction of the surface on which the rear wheels move, but and on the traction qualities of the front.

In the course of the research, it was found that with a decrease in the load distribution coefficient below 0.5, the role of the rear wheel, which is capable of developing a greater traction force than the front wheel at the same load, in the formation of the total traction force, decreases. Therefore, the total traction force of the driving wheels becomes lower. With an increase in this coefficient above 0.5, the amount of preliminary soil compaction by the front wheel decreases; as a result, the ability of the rear wheel to develop more traction than the front wheel under the same load is reduced. The greatest traction force of two driving wheels moving along the same track is achieved with the same weight loads. Thus, the position of the center of gravity of a tractor with four driving wheels of the same size should be chosen in such a way that the load on the front and rear wheels is equalized at the rated pull on the hook.

When conducting research on a field prepared for sowing, with an active semi-trailer with different load distribution between the rear axle of the tractor and the axle of the semi-trailer, it was found that the center of gravity of the active semi-trailer can be selected in the same way as for the inactive one, i.e. taking into account the influence of the semi-trailer on traction performance.

The dependences obtained in the work make it possible to analyze the traction qualities of several driving wheels when they roll along one track. With their help, it is possible to identify the effect of surface compaction on the traction qualities of the rear moving front wheels; the influence of load distribution along the axles of the driving wheels on their total traction force, etc.

Keywords: tractor, compaction, load, rolling, deformation, slipping.

Вступ. Сучасні теорії руху колеса існують у двох варіантах. У першому, класичному, найбільш простому та поширеному варіанті вважається, що сила і момент опору коченню змінюються відповідно до стрибкоподібної характеристики кулонового тертя. У другому, складнішому варіанті вважається, що сила і момент – величини змінні, які прийнято визначати через напруження, що виникають, в плямі контакту колеса і рейки (полотна дороги) [3, 4].

Ускладнений варіант береться за основу, коли необхідна підвищена точність при моделюванні руху колеса. В ускладненому варіанті всі існуючі на сьогоднішній день теорії припускають визначення сили та моменту опору коченню колеса безпосередньо, через напруження, що виникають у плямі контакту. Відрізняються вони один від одного головним чином вибором способу їх визначення. Складність такого підходу полягає в тому, що необхідно стежити за динамікою зміни площі плями контакту і напружень, що виникають, встановлюючи при цьому спочатку закони їх розподілу. Вирішення перелічених завдань дуже трудомістке, навіть без урахування динаміки процесу, і відноситься до найскладніших аспектів контактної взаємодії [1 – 7].

Особливо складним стає дане питання при дослідженні руху еластичного пневматика по поверхні, що вже деформована попереднім проходом переднього колеса, в результаті чого в ній наявні залишкові напруження певного значення.

Мета та постановка задачі. Враховуючи вищевикладене, метою роботи є проведення дослідження залежності тягових якостей ведучих коліс від розподілу вагового навантаження під час їх кочення по одному сліду.

Для досягнення поставленої мети необхідно розробити аналітичний комплекс дослідження формування колії при проходженні послідовно i -ої кількості коліс.

Виклад основного матеріалу. Під час проведення аналізу було прийнято такі припущення: кочення колеса супроводжується деформацією лише ґрунту; ґрунт не має пружних властивостей, тому його деформації є повністю залишковими; кочення колеса відбувається по горизонтальній ділянці шляху зі встановленою швидкістю. Прийmemo також, що ширина переднього колеса дорівнює ширині заднього.

Схема дії зусиль і реакцій на ведуче колесо при коченні по сліду переднього, з урахуванням прийнятих припущень, показано на рис. 1.

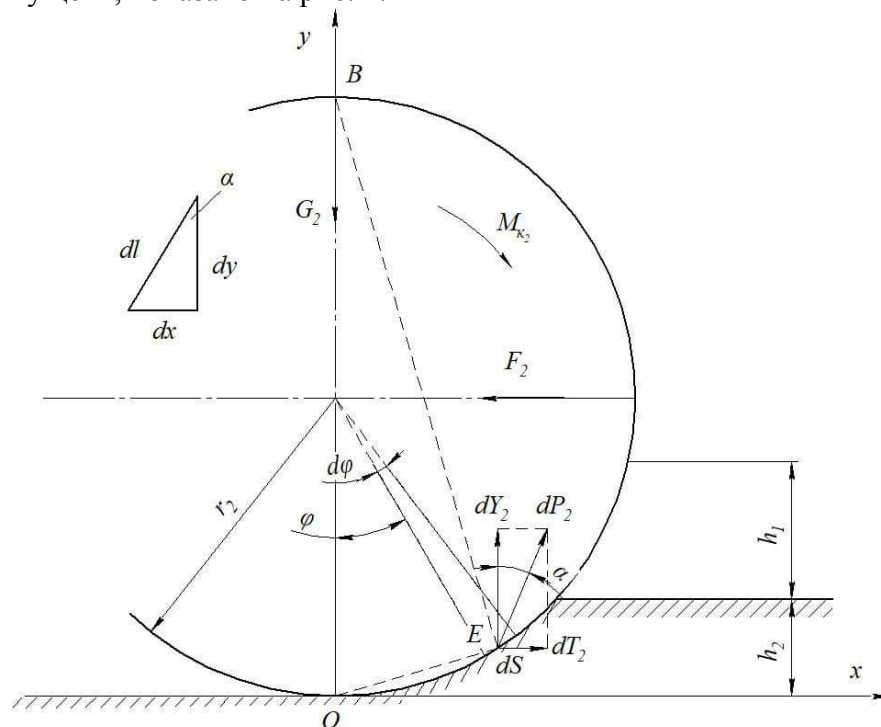


Рис. 1 – Схема дії сил та реакцій на ведуче колесо при коченні по ущільненій поверхні (по сліду переднього)

Як відомо, поверхня контакту ведучого колеса, в залежності від положення миттєвого центру обертання, може складатися або з зон буксування і зчеплення, або тільки з зони буксування. Рівнодіюча горизонтальних складових реакцій кожної зони визначається за рівнянням виду:

$$T = \frac{b\sqrt{D}}{2} \int_{y_H}^{y_B} q \frac{dx}{dl} \cdot \frac{dy}{\sqrt{y}} \quad (1)$$

де b – ширина обода колеса; D – діаметр колеса; q – напруження зминання ґрунту; $\frac{dx}{dl}$ – відношення, що характеризує величину відхилення реакції від нормалі до поверхні шляху в точці обода, що розглядається; y_H і y_B – межі зон.

Напруження зминання ґрунту переднім колесом, що рухається по недеформованій поверхні, зазвичай приймається пропорційним глибині занурення колеса і, з урахуванням траєкторій руху частинок ґрунту, виражається наступним рівнянням:

$$q = c(h_1 - y)^\mu \frac{dl}{dy}, \quad (2)$$

де c – коефіцієнт механічної міцності ґрунту; h_1 – глибина занурення колеса (глибина колії); $\frac{dl}{dy}$ – відношення, що характеризує вплив траєкторії переміщення частинок ґрунту на напруження зминання; μ – коефіцієнт, що характеризує стан ґрунту (надалі приймемо значення μ постійним та рівним одиниці).

Кочення колеса по ущільненій поверхні (по сліду переднього) викликає напруження ґрунту, що відповідає величині деформації обома колесами. Напруження в контакті цього колеса з ґрунтом буде визначатися залежністю виду:

$$q = c(h_1 + h_2 - y) \frac{dl}{dy}, \quad (3)$$

де h_2 – глибина колії, що утворюється другим колесом.

Аналогічно можна дійти висновку, що напруження зминання ґрунту, що викликається будь-яким i -м колесом, що рухається слідом передніх, число яких становить $i-1$, буде дорівнювати:

$$q = c(H + h_i - y) \frac{dl}{dy}, \quad (4)$$

де H – глибина колії до проходу i -го колеса (величина попереднього ущільнення ґрунту); h_i – глибина колії, що утворюється i -м колесом.

$$H = h_1 + h_2 \dots + h_{i-1} \quad (5)$$

Відповідно до викладеного, рівняння для визначення рівнодіючої горизонтальних складових реакцій ґрунту в кожній зоні на обід ведучого колеса, при коченні його слідом переднього, матиме вигляд:

$$T_2 = \frac{b_2 c \sqrt{D_2}}{2} \int_{y_H}^{y_B} (h_1 + h_2 - y) \frac{dx}{dy} \frac{dy}{\sqrt{y}} \quad (6)$$

де b_2 і D_2 – ширина та діаметр другого колеса.

Для i -го колеса:

$$T_i = \frac{b_i c \sqrt{D_i}}{2} \int_{y_H}^{y_B} (H + h_i - y) \frac{dx}{dy} \frac{dy}{\sqrt{y}} \quad (7)$$

Тягове зусилля ведучого колеса визначається складанням рівнодіючих кожної зони. Інтегрування рівнянь (6) і (7) слід проводити в межах, що відповідають величині даної зони.

Глибина колії після проходу колеса по недеформованій поверхні визначається за рівнянням виду:

$$h_1 = \left(\frac{1,5G_1}{b_1 c \sqrt{D_1}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (8)$$

де G_1 – навантаження на переднє колесо, включаючи вагу самого колеса.

Для визначення глибини колії, що утворюється заднім колесом, яке рухається слідом переднього, скористаємося схемою кочення колеса (рис. 1). Проектуючи всі сили на вертикальну вісь, отримаємо:

$$G_2 = \int_{y_H}^{y_B} q \cos \alpha dS \quad (9)$$

де G_2 – навантаження на заднє колесо, включаючи вагу самого колеса; dS – елементарний майданчик на ободі колеса; α – кут відхилення реакції ґрунту від нормалі до поверхні шляху.

Елементарний майданчик на ободі колеса шириною b_2 визначається за рівнянням:

$$dS = b_2 r_2 d\varphi \quad (10)$$

де $d\varphi$ – кут, що відповідає майданчику dS .

У системі координат, початок якої розташовано в нижній точці обода колеса, рівняння дуги кола мають вигляд:

$$x = r_2 \sin \varphi \quad (11)$$

$$y = r_2 (1 - \cos \varphi) \quad (12)$$

де φ – кут, що характеризує положення точки на ободі колеса.

З прямокутного трикутника BOE маємо:

$$x^2 = (D - y)y \quad (13)$$

З достатнім ступенем точності можна припустити, що:

$$x^2 \approx Dy \quad (14)$$

Враховуючи рівняння (12) після диференціювання, а також рівняння (11) та (14) та здійснивши деякі перетворення, формулу для визначення елементарної площі на ободі колеса можна представити у вигляді:

$$dS = \frac{b_2 \sqrt{D_2}}{2} \frac{dy}{\sqrt{y}} \quad (15)$$

Зі схеми кочення колеса видно, що:

$$\frac{dy}{dl} = \cos \alpha \quad (16)$$

Після інтегрування рівняння (9) у межах зміни y від нуля до h_2 з урахуванням виразів (3), (15) та (16) отримаємо:

$$G_2 = b_2 c \sqrt{D_2} h_2^{\frac{1}{2}} \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \quad (17)$$

Запишемо рівняння (17) у канонічній формі:

$$h_2^{\frac{3}{2}} + \frac{3}{2} h_1 h_2^{\frac{1}{2}} - \frac{3}{2} \frac{G_2}{b_2 c \sqrt{D_2}} = 0 \quad (18)$$

Вважаючи $y = h_2^{\frac{1}{2}}$ та замінюючи значення аргументів, що входять до рівняння (18), коефіцієнтами $\rho = \frac{3}{2}$ і $k = \frac{3}{2} \frac{G_2}{b_2 c \sqrt{D_2}}$, отримаємо, після відповідних підстановок, рівняння виду:

$$y^3 + \rho y + k = 0 \quad (19)$$

Розв'язуючи це рівняння із застосуванням формули Кардано, після заміни y відповідним значенням h_2 , коефіцієнтів ρ і k – їх значеннями та проведення деяких перетворень отримаємо формулу для визначення глибини колії, що утворюється колесом, яке рухається слідом переднього:

$$h_2 = \left[\left(\sqrt{\frac{9}{16} a_2^2 + \frac{1}{8} h_1^3} + \frac{3}{4} a_1 \right)^{\frac{1}{3}} - \left(\sqrt{\frac{9}{16} a_2^2 + \frac{1}{8} h_1^3} - \frac{3}{4} a_2 \right)^{\frac{1}{3}} \right]^2 \quad (20)$$

$$\text{де } a_2 = \frac{G_2}{b_2 c \sqrt{D_2}}$$

Рівняння (19) має один дійсний розв'язок, тому що при всіх можливих значеннях змінних величин, що входять у вираз коефіцієнтів ρ і k , знак дискримінанту $D = \rho^3 + k^2 > 0$.

Аналогічним чином може бути визначена глибина колії, яка утворюється будь-яким i -м колесом, що рухається по ущільненій поверхні:

$$h_2 = \left[\left(\sqrt{\frac{9}{16} a_i^2 + \frac{1}{8} H^3} + \frac{3}{4} a_i \right)^{\frac{1}{3}} - \left(\sqrt{\frac{9}{16} a_i^2 + \frac{1}{8} H^3} - \frac{3}{4} a_i \right)^{\frac{1}{3}} \right]^2 \quad (21)$$

де $a_i = \frac{G_i}{b_i c \sqrt{D_i}}$; H – величина попередньої деформації ґрунту, яка визначається за рівнянням

(5).

Отримані залежності дозволяють проводити аналіз тягових якостей кількох ведучих коліс під час кочення їх по одному сліду. З їхньою допомогою можна виявити вплив ущільнення поверхні на тягові якості задніх коліс, що рухаються слідом передніх; вплив розподілу навантаження по осях ведучих коліс на їхнє загальне тягове зусилля, тощо.

Розглянемо, як буде впливати зміна розподілу навантаження по осях на тягове зусилля двох однакових ведучих коліс при коченні їх по одному сліду. Розміри коліс: $r_1 = r_2 = 50$ см і $b_1 = b_2 = 22$ см приблизно відповідають розмірам коліс трактора, який був об'єктом експериментального дослідження.

Сумарне навантаження G , що припадає на осі обох коліс, прийемо 13,4 кН, що відповідає половині ваги досліджуваного трактора. Коефіцієнтом динамічного розподілу навантаження з урахуванням перерозподілу в русі назвемо відношення виду $\lambda = \frac{G_2}{G}$. Коефіцієнт C визначено

з діаграм, отриманих при вимірюванні щільності ґрунту щільноміром Ревякіна. Його значення склали 0,9...1,0 для стерні та 0,12...0,18 для поля, підготовленого під посів. На рис. 2 показано графік зміни максимальних тягових зусиль T_1 переднього та T_2 заднього коліс в залежності від розподілу навантаження між ними при русі на поверхні, що характеризується коефіцієнтом $C = 0,9$. При максимальному тяговому зусиллі вся частина обода колеса, що знаходиться в контакті із ґрунтом, стає зоною буксування. Відповідно до цього, при розрахунках у рівнянні (6) відношення $\frac{dx}{dy}$, що характеризує траєкторії зминання частинок ґрунту, взято тільки для

зони буксування.

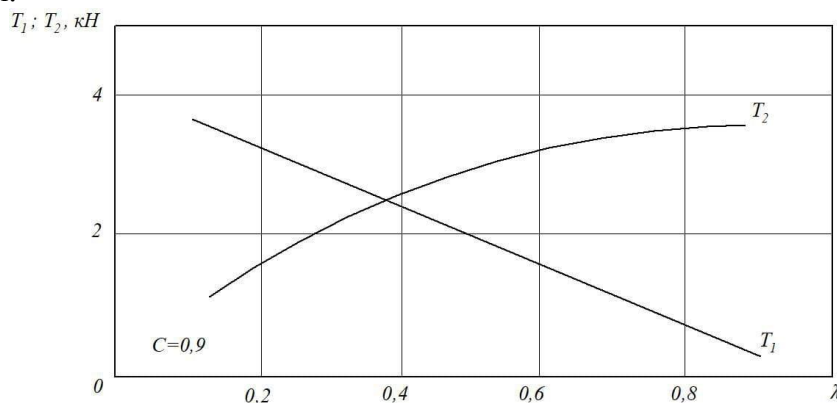


Рис. 2 – Зміна тягових зусиль ведучих коліс в залежності від розподілу навантаження між ними

Тягове зусилля переднього колеса, як видно з графіка, знаходиться в лінійній залежності від вагового навантаження. Тягове зусилля заднього колеса залежить не лише від навантаження, а й від величини попереднього ущільнення ґрунту переднім колесом. При збільшенні коефіцієнта розподілу навантаження величина попереднього ущільнення ґрунту знижується, внаслідок чого інтенсивність зростання тягового зусилля заднього колеса зі збільшенням навантаження спадає.

Аналогічні розрахунки тягових зусиль T_1 і T_2 проведені також для випадку кочення коліс по більш м'якій поверхні ($C = 0,18$). Шляхом підсумовування T_1 і T_2 при тих самих значеннях коефіцієнта розподілу, побудовані графіки зміни загального тягового зусилля T коліс в залежності від розподілу навантаження між ними (рис. 3). Також представлені залежності зменшеного вдвічі тягового зусилля трактора з чотирма ведучими колесами однакового розміру; при цьому передбачалося, що тягові зусилля правих та лівих коліс однакові. Криві 2 та 4 побудовані за результатами випробувань, відповідно, на полі, підготовленому під посів та стерні.

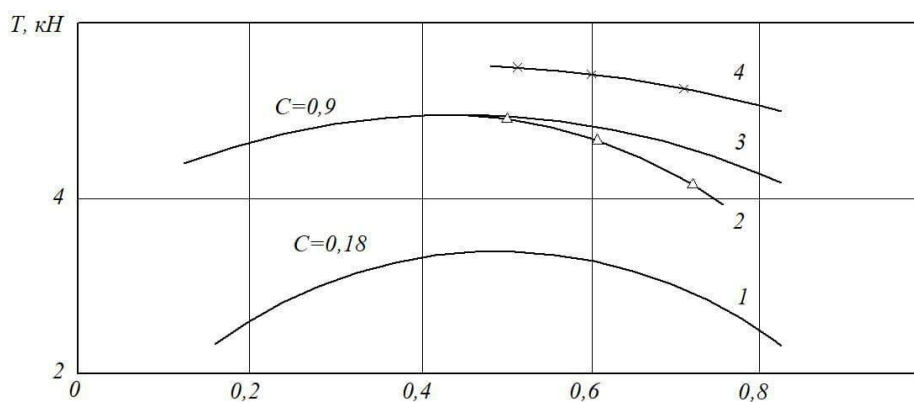


Рис. 3 – Зміна сумарної сили тяги двох коліс залежно від розподілу навантаження між ними: 1, 3 – розраховані криві; 2, 4 – експериментальні.

Випробування проводилися на дослідному тракторі-тягачі, експлуатаційна вага якого разом із комплексом додаткових вантажів дорівнює 26,9 кН. Розмір шин 11-20. Розподіл навантаження змінювався перестановкою додаткових вантажів, укріпленими спереду і позаду трактора.

Значення навантажень на осі трактора у статичному стані при кожному розподілі наступні: на передню вісь – 18; 13,7 та 10,9 кН; на задню вісь – 8,8; 13,1 та 16 кН відповідно

Інші параметри, що впливають на тягові якості трактора (тиск повітря в шинах, співвідношення окружних швидкостей коліс) зберігалися постійними.

Після обробки результатів випробувань визначалися тягові зусилля на гаку трактора при максимальному ККД ходової системи та діючі при цьому навантаження на колеса. За отриманими даними будувалися залежності тягового зусилля від коефіцієнта λ .

Характер зміни експериментальних і розрахованих кривих однаковий, проте значення тягових зусиль при тому самому коефіцієнті λ різні. Розбіжність експериментальних кривих з розрахованими пояснюється насамперед різницею конструкцій жорсткого і пневматичного коліс і, отже, у взаємодії їх із поверхнею кочення.

Аналізуючи залежності, що наведені на рис. 2 і 3, приходимо до наступного висновку.

Зі зменшенням коефіцієнта розподілу навантаження нижче 0,5 знижується роль заднього колеса, здатного розвивати більше тягове зусилля, ніж переднє при тому ж навантаженні, в утворенні загального тягового зусилля. Тому загальне тягове зусилля ведучих коліс стає нижчим, ніж при $\lambda = 0,5$. При збільшенні λ вище 0,5 зменшується величина попереднього ущільнення ґрунту переднім колесом; в результаті знижується здатність заднього колеса

розвивати більше тягове зусилля, ніж переднє за того ж навантаження. Найбільше тягове зусилля двох ведучих коліс, що рухаються по одному сліду, досягається при однакових вагових навантаженнях ($\lambda = 0,5$).

На полі, підготовленому під посів, були проведені випробування трактора з активним напівпричепом при різному розподілі навантаження між задньою віссю трактора і віссю напівпричепа. Зміна навантаження через кожні 2 кН здійснювалася перестановкою вантажів по платформі напівпричепа. Мінімальне навантаження на задню вісь трактора при найменшому довантаженні від ваги напівпричепа складало 12,7 кН, максимальне – 20,6 кН, що відповідало межі вантажопідйомності шин. У той же час навантаження на вісь напівпричепа змінювалося від 34,2 до 26,5 кН. Колеса на напівпричепі були встановлені того самого розміру, що й на тракторі.

Залежність тягового зусилля ведучих коліс тракторного поїзда за максимального ККД ходової системи від коефіцієнта $\lambda' = \frac{G_3}{G_2 + G_3}$, де G_3 – навантаження на вісь напівпричепа, а також розрахункова крива для аналогічних умов зображені на рис. 4.

З графіків, що наведені на рис. 3 і 4 видно, що зміна розподілу навантаження між осями трактора істотно впливає на його тягові якості, особливо при роботі на м'якому ґрунті – полі, підготовленому під посів. Зміна розподілу навантаження у зазначених вище межах між задніми колесами трактора та колесами напівпричепа впливає на тягове зусилля незначно, оскільки вони рухаються попередньо ущільненою колією передніх коліс.

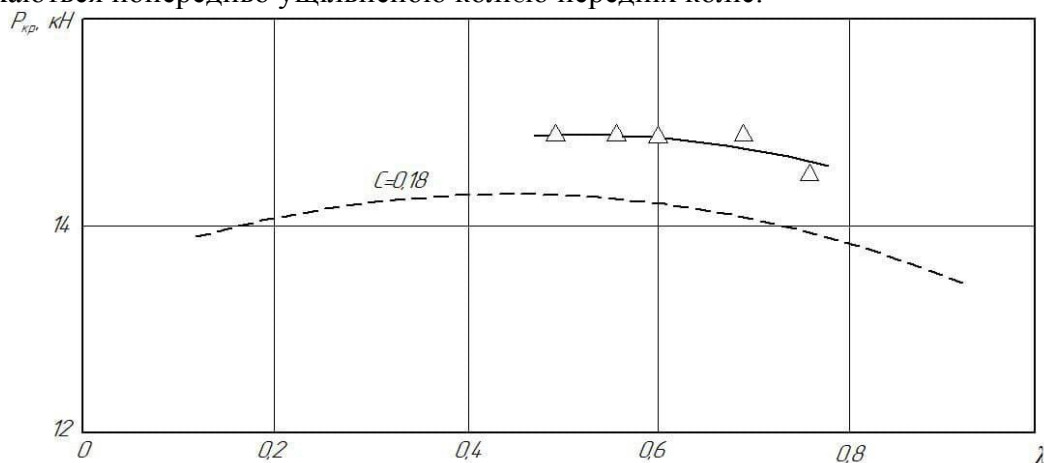


Рис. 4 – Зміна сили тяги тракторного поїзда з активним напівпричепом залежно від розподілу навантаження між задніми колесами трактора та колесами напівпричепа:

----- розрахункові значення; ————— експериментальні значення

Висновки. На підставі проведеного дослідження залежності тягових якостей ведучих коліс від розподілу вагового навантаження можна рекомендувати наступне.

Положення центру ваги трактора з чотирма ведучими колесами однакового розміру слід вибирати з таким розрахунком, щоб навантаження на передніх та задніх колесах вирівнювалося за номінального тягового зусилля на гаку.

Центр ваги активного напівпричепа може вибиратися так само, як і для неактивного, тобто з огляду на вплив довантаження трактора вагою напівпричепа на тягові показники.

За допомогою отриманих рівнянь (7), (21) може проводитись аналіз впливу різних факторів на тягові якості колісної машини або поїзда з двома та більш ведучими осями.

Список літератури:

1. Калінін Є.І., Романченко В.М. Оцінка міцності при дії локального навантаження на попередньо напружену безмоментну оболонку. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів, №5, 2016, С. 167-172.
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. Білоконь Я.Ю., Окоча А.В. Трактори і автомобілі: підручник. К. : Урожай, 2002. 318 с.
4. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. Москва. КолосС, 2004. 504 с.
5. Гребнёв В. П., Поливаев О. И., Ворохобин А. В. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства. Москва. КНОРУС. 2011. 264 с.
6. Охмат П. К., Мельниченко В. І. Основи теорії та розрахунки трактора і автомобіля: курс лекцій. Дніпропетровськ. ДДАУ. ТОВ «ЕНЕМ». 2009. 320 с.
7. Russini A., Schlosser J. F., Farias M. S. Estimation of the traction power of agricultural tractors from dynamometric tests. Cienc. Rural vol. 48 no. 4 Santa Maria, 2018. Epub Apr. 16, 2018. DOI: 10.1590/0103- 8478cr20170532.

References (transliterated)

1. Kalinin E.I., Romanchenko V.M. Estimation of strength under the action of local load on a pre-stressed momentless shell. Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes, №5, 2016, P. 167-172.
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). P. 102-111
3. Bilokon Ya.Yu., Okocha AV Tractors and cars: a textbook. K.: Urozay, 2002. 318 с.
4. Kutkov G. M. Tractors and cars. Theory and technological properties. Moscow. Kolos, 2004. 504 p.
5. Grebnev V. P., Polivaev O. I., Vorokhobin A. B. Tractors and cars. Theory and operational properties. Moscow. KNORUS. 2011. 264 p.
6. Okhmat PK, Melnichenko VI Fundamentals of theory and calculations of tractor and car: a course of lectures. Dnipropetrovsk. DDAU. ENEM LLC. 2009. 320 p.
7. Russini A., Schlosser J. F., Farias M. S. Estimation of the traction power of agricultural tractors from dynamometric tests. Cienc. Rural vol. 48 no. 4 Santa Maria, 2018. Epub Apr. 16, 2018. DOI: 10.1590/0103- 8478cr20170532.

Надійшла (received) 01.11.2021 р.

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

Жилін Володимир Анатолійович (Жилин Владимир Анатольевич, Zhilin Volodymyr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри комп'ютерної інженерії та програмування, м. Харків, Україна, ORCID: 0000-0002-7342-3456; e-mail: v.zhilin@khai.edu

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

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

В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, В. Ю. ТКАЧОВ, С. Г. СЕЛЕВИЧ

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО-ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ ЕЛЕКТРОТРАКТОРІВ ТЯГОВОГО КЛАСУ 0,6

У статті проведено пошук та аналіз конструктивних параметрів колісного електротрактора, які забезпечують максимальну ефективність та економічність роботи у всьому діапазоні тягових зусиль електротрактора з метою підвищення тягово-енергетичних властивостей. Були, також, проаналізовані сучасні розробки нових електротракторів в Україні, приведені яскраві приклади, котрі на сьогодні розвиваються та модернізуються. Проаналізовано вибір компонування тракторів. Проаналізовані моделі тракторів з різним розважуванням по осях, розглянуто можливості перспектив подальшого розрахунку електротракторів за допомогою узагальнених математичних моделей, як моделі тягового електродвигуна, моделі роботи акумуляторної батареї, моделі системи керування електротрактора, визначення тягового моменту та для порівняння моделі ДВЗ і тягового розрахунку.

Ключові слова: електротрактор, трактор, електричний привід, акумуляторні батареї, альтернативні джерела енергії, компоновка, конструктивні параметри, електричний двигун.

В. Н. КРАСНОКУТСКИЙ, В. Ю. ТКАЧЕВ, С. Г. СЕЛЕВИЧ

АНАЛИЗ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ТЯГОВО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОЛЕСНЫХ ЭЛЕКТРОТРАКТОРОВ ТЯГОВОГО КЛАССА 0,6

В статье проведен поиск и анализ конструктивных параметров колесного электротрактора, обеспечивающих максимальную эффективность и экономичность работы по всему диапазону тяговых усилий электротрактора с целью повышения тягово-энергетических свойств. Были также проанализированы современные разработки новых электротракторов в Украине, приведены яркие примеры, которые на сегодняшний день развиваются и модернизируются. Проанализирован выбор компоновки тракторов. Проанализированы модели тракторов с разным развесом по осям, рассмотрены возможности перспектив дальнейшего расчета электротракторов с помощью обобщенных математических моделей как модели тягового электродвигателя, модели работы аккумуляторной батареи, модели системы управления электротрактора, определения тягового момента и для сравнения модели ДВС и тягового расчета.

Ключевые слова: электротрактор, трактор, электрический привод, аккумуляторные батареи, альтернативные источники энергии, компоновка, конструктивные параметры, электрический двигатель.

V. KRASNOKUTSKIY, V. TKACHOV, S. SELEVICH

ANALYSIS OF WAYS OF INCREASE OF TRACTION AND ENERGY PROPERTIES OF WHEELED ELECTRIC TRACTORS OF TRACTION CLASS 0,6

The article searches for and analyzes the design parameters of a wheeled electric tractor, which provide maximum efficiency and economy in the entire range of traction forces of the electric tractor in order to improve the traction and energy properties. Also, modern developments of new electric tractors in Ukraine were analyzed, bright examples are given, which are currently being developed and modernized. The choice of tractor layout is analyzed. Models of tractors with different axle speeds are analyzed, the possibilities of further calculation of electric tractors with the help of generalized mathematical models are considered, such as traction motor models, battery operation models, electric tractor control system models, traction torque determination and for comparison of ICE model and traction calculation.

Keywords: electric tractor, tractor, electric drive, batteries, alternative energy sources, layout, design parameters, electric motor.

Вступ. На сьогоднішній день аграрні господарства працюють у жорстких конкурентних умовах і стикаються з низкою питань, пов'язаних зі збільшенням продуктивності, скороченням постійних витрат та забезпеченням високої якості продукції. Проте рішення, що пропонуються постачальниками техніки, далеко не завжди відповідають реальним потребам агросектору.

Виробники техніки ще 7-10 років тому почали вирішувати завдання забезпечення високої якості сільськогосподарських операцій, що виробляються у великому обсязі у мінімальні

терміни. Сьогодні до послуг аграріїв - сучасні посівні комплекси, знаряддя для вертикальної обробки ґрунту, триплексні косарки, причіпні обприскувачі та інші системи. Незважаючи на так званий бум нових технологій в агросекторі, принципових змін конструктивних параметрів тракторів останнім часом не сталося.

Аналіз публікацій. За останні декілька років практично у всіх розвинених країнах світу відмічається активна робота зі створення транспорту з електроприводним силовим агрегатом. У попередніх роботах [1, 2, 3, 4] науковців: Моїсєєв А. Н., Гончар А. С., Адамчук В.В., Мироненко В.Г., Клепиков В. Б., Семіков А. В., Третяк В.М., Мельник Р.В., Шидловский А.К., Величко С.А., Улексин В.А., та інших фахівців Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут", Національного наукового центру "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства" та ін. досліджені окремі питання роботи електротранспорту, вибору силового електроприводу, розробки принципових схем керування електроприводом, оцінки економічного, соціального та екологічного ефекту.

З 2015 року Харківський тракторний завод та ТОВ «AutoEnterprise» розробляють дві моделі легких електротракторів ХТЗ-2511 Electro та ХТЗ-3512 Edison. ХТЗ-2511 Electro обладнаний електродвигуном потужністю 27 л. (20 кВт) та АКБ ємністю 30 кВт·год. Цього вистачає на 6 годин роботи у полі. Транспортує причепи вагою двох тонн, при цьому розвиває швидкість до 26 км/год.

Новіша модель ХТЗ-3512 Edison обладнана електродвигуном на 35 л.с (25,7 кВт) з живленням від літій-іонної батареї ємністю 42 кВт·год. Швидкість повного заряджання акумуляторів становить від 2 до 4 годин. У транспортному положенні трактор безперервно може працювати до 8 годин, у силових роботах – до 4 годин. Перевозить причіпний вантаж вагою двох тонн, розвиваючи швидкість до 40 км/год. Техніка даного класу застосовується переважно у тваринницьких та тепличних господарствах [5].

Сільське господарство вже в турборежимі освоює новий рівень електрифікації виробництва, тим самим підвищуючи ефективність, у тому числі, за допомогою переведення тракторів та автомобілів на електричну тягу. На сьогодні Україна має великі можливості та перспективи розвитку тракторів на електричному приводі.

Стан проблеми. Сучасні розробки та наукові праці у галузі автомобіле- і тракторобудуванні дозволяють сьогодні створювати робочі зразки машин, які ґрунтуються на заміні традиційних джерел енергії (двигунів внутрішнього згоряння) на альтернативні, більш економічні. Вони потребують комплексного вивчення процесів, взаємозв'язків та впливу конструктивних параметрів електротрактора на формування його тягово-енергетичних показників для вибору найвигідніших складових, їх оптимальне комбонування, що дозволить підвищити ефективність виконання робіт та збільшить темпи їх інтеграції, як приклад, у тепличні та у тваринницькі господарства.

Електротрактори готові конкурувати в більшості випадків з тракторами, оснащеними традиційною силовою установкою, що було підтверджено на виставці AGROPORT 2015 на полігоні Харківського тракторного заводу [6], та за результатами теоретичного тягового розрахунку електротрактор нічим не поступається дизельному аналогу, але ще існує ряд невирішених теоретичних і практичних проблем для серійного виготовлення та популяризації в господарствах.

Основна частина. Завдяки технологічним розробкам та розвитку технологій відновлюваної енергії сьогодні спостерігається стрімке відродження машинобудування з електричним приводом. Існує величезний попит на електричні транспортні засоби, але інженерів та підприємств, які зацікавилися розробкою чи почали обмінюватися технічними напрацюваннями у цій галузі дуже мало. Наприклад, за кордоном, у тому числі в США та Європейському Союзі були запроваджені урядові стимули для заохочення використання електротранспорту, але в Україні, на жаль, зміни в сільському господарстві проходять повільно, а про перехід на електричний привід тракторів вважають, навіть, недоцільним [7].

Основні конструктивні параметри трактора, які забезпечують його тягові властивості у реальних умовах експлуатації та ті, що задані у технічних умовах, визначають при тяговому розрахунку. Тому тяговий розрахунок, обґрунтування основних параметрів двигунів, трансмісії, ходової частини в теорії трактора займає особливе місце та дозволяє на практиці забезпечити їх ефективну та економічну роботу.

В нижче приведеній таблиці зауважимо, що деякі характеристики пов'язані не з одним, а з двома показниками. Між показниками і характеристиками енергетичних засобів існує, здебільшого, чітко виражена, залежність. Так, керованість енергетичного засобу і оглядовість з місця водія впливають на агротехнічні показники і на продуктивність. Від надійності залежить не тільки продуктивність, але і економічні показники технологічного процесу (вартість ремонту, втрати урожаю).

До одних з основних параметрів, що визначають тягово-енергетичні характеристики силової установки електротрактора можна віднести:

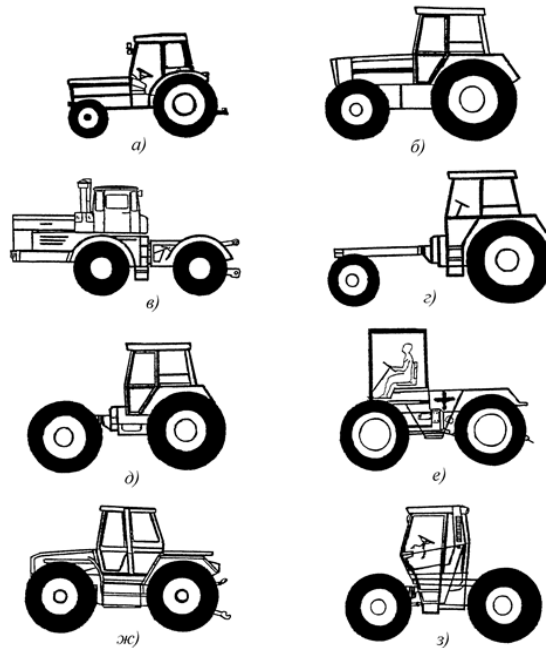
- необхідне тягове зусилля та момент на провідних колесах;
- частоту обертання провідних коліс;
- необхідний момент та частоту обертання валу силової установки;
- момент опору на валу силової установки.

Дані параметри залежать від характеристик транспортного засобу та умов його руху.

За допомогою компоновання трактора можна досягти кращих конструктивних параметрів для підвищення тягово-енергетичних властивостей. Компоновання підпорядковане функціональному призначенню трактора і характеризується розташуванням агрегатів та систем (агрегатованість), наявністю вільного простору для навішування машин, знарядь та встановлення технологічних ємностей, базою, величиною дорожнього та агротехнічного просвітів, координатами центру мас.

Таблиця 1 - Конструктивні параметри енергетичних засобів

Показники	Характеристики	Конструктивні параметри
Продуктивність	Номінальне тягове зусилля трактора	Вага трактора і потужність двигуна
	Номінальна потужність двигуна	
	Агрегатованість	Типи компоновок
	Технологічні можливості	
	Ергономіка	
Агротехніка	Надійність	Відповідність призначенню трактора двигуна, трансмісії, ходової системи, вибір шин, визначення подовжньої бази, радіусу повороту трактора
	Тиск на ґрунті, просвіт, абрис	
	Керованість	
	Оглядовість	
Вартість	Ціна трактора	Рівень автоматизації
	Надійність	
	Витрати енергії, або палива і мастила	



а – класична; б - покращена класична; в - із шарнірною рамою; г - тракторне самохідне шасі; д – трактор із вільним оглядом; е - несуче самохідне шасі; ж, з - інтегральні трактори
Рис. 1 - Типи компоновок колісних сільськогосподарських тракторів/

Класичне компонування трактора з ДВЗ наступне: двигун розташований спереду, поздовжньо, над передньою віссю. До нього через зчеплення приєднується коробка передач, далі слідує роздавальна коробка і за нею - провідний міст. Між собою вали агрегатів з'єднуються за допомогою карданів та (або) муфт.

Класичне компонування довело свою життєздатність завдяки ряду переваг:

- відносна простота конструкції;
- Максимальне використання сили тягіння трактора при задньому провідному мості;
- хороша оглядовість причіпних або навішених ззаду знарядь;
- хороша маневреність завдяки можливості повороту передніх керованих коліс меншого розміру на великі кути;
- високий агротехнічний просвіт та ін.

Також внаслідок застосування на тракторах трансмісій нових типів відкриваються додаткові можливості компонування. Наприклад, використавши електромеханічну трансмісію на тракторі ДЕГ-250М, змогли встановити кабіну ближче до центру.

Принципово нова компоновочна схема виникає при перенесенні кабіни вперед, а двигуна назад. Однак при подібному компонуванні ускладнюється конструкція несучої системи та збільшується кількість з'єднань.

Компонування трактора незалежно від призначення має забезпечувати:

- відмінну поворотливість трактора, можливість маневрування на вузькій смузі та одночасно стійке збереження заданого напрямку руху;
- найкращі тягові якості при збереженні керованості та стійкості шляхом правильного розподілу тиску на опори ходової системи при роботі (з урахуванням перекидального моменту від тягового зусилля та від ваги навішеної зброї);
- простоту і легкість управління, зручну посадку тракториста, хорошу оглядовість шляху та робочої зброї;
- легкість з'єднання трактора з робочою машиною та можливість керування ними трактористом;
- простоту технічного обслуговування та мінімальний час на його проведення, можливість

механізації технічного обслуговування;

- легкість ремонту та одночасність його проведення за основними механізмами, можливість модернізації при ремонті.

Відносне розміщення основних агрегатів на тракторі і робочого обладнання дозволяє використовувати трактор із найбільшою ефективністю, з оптимальною зчпною вагою, що відповідає його функціональному призначенню.

Найбільш поширені трактори мають стандартне розважування по осях 60х40, жорстке кріплення мостів та кабіну, розташовану ззаду. Ресурсів даної конструкції для розкриття потенціалу сучасних сільгосптехніки і, відповідно, бізнесу аграріїв загалом, вже недостатньо та вони потребують більш детального розгляду. Йдеться, зокрема, про моделі з розважуванням по осях 50х50 та підвіскою обох мостів, які забезпечують рівномірний тиск на ґрунт та здатні пересуватися дорогами загального користування зі швидкістю не менше 60 км/год.

Компанія ТОВ «AutoEnterprise» разом з вченими НТУ «ХПІ» продовжують роботу над трактором з електричним приводом [8]. За аналог було взято ХТЗ-3512, який призначений більше для роботи в садах, дрібних тваринницьких фермах, ділянках та в колективних підприємствах. Ця модель підійде для виконання робіт, де використовувати велику техніку не можна через обмеження з габаритів або технічних причин. При цьому великий спектр навісного сільськогосподарського та промислового обладнання дозволяє використовувати трактор з максимальною ефективністю у різноманітних галузях.

У ХТЗ-3512 встановлено двигун потужністю 35 л. Завдяки невеликій потужності витрата палива даного трактора становить 5-7 літрів на годину.

Маса трактора складає 2128 кг. ХТЗ-3512 оснащується 4-тактним 3-циліндровим дизельним агрегатом MMZ-3LD, який постачається білоруським підприємством ПРУП «ММЗ». Двигун MMZ-3LD призначений для монтажу в малогабаритних тракторах, а також в іншій подібній автотехніці. Також даний агрегат широко використовується для насосних або генераторних систем і навіть як головний пристрій у силових установках морського та річкового транспорту. Модель застосовна для сільськогосподарської, будівельної, дорожньої, комунальної сфер господарства для встановлення у невеликій техніці різного призначення. Вага двигуна MMZ-3LD складає 220 кг.

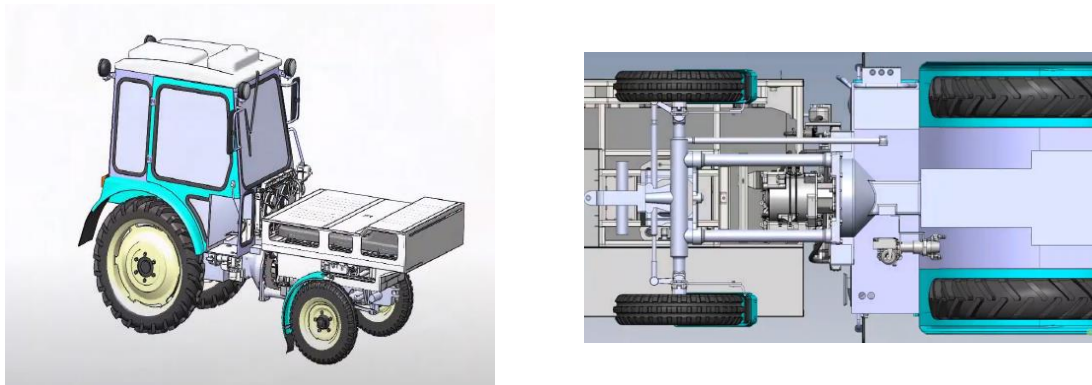


Рис. 2 - Компонування нового електротрактора ТОВ «AutoEnterprise»

Трактор агрегується зі збірними та сільськогосподарськими машинами, призначеними для техніки тягового класу 0,6. Особливо ефективна зв'язка трактора з комунальним оснащенням (дорожньою щіткою та відвалом), що відмінно підходить для прибирання свіжого снігу і сипкого сміття. Радіус розвороту в 3,5 метра дозволяє використовувати трактор на невеликих майданчиках. ХТЗ-3512 здатний перевозити вантажі масою до 50% від власної ваги, а знову ж таки здійснювати вантажно-розвантажувальні роботи.

Новий електротрактор поки що сконструйований на базі ХТЗ-3512, є задньопривідним

агрегатом тягового класу 0.6. Дана модель оснащується електродвигунами виробництва Nissan Motors потужністю 80 кВт (109к.с), літій-іонними акумуляторами ємністю 24 кВт та механічною реверсивною трансмісією з 8 передачами переднього та 8 передачами заднього ходу. Потужний двигун дозволяє буксирувати різні причепа та напівпричепа масою до 2 тонн на швидкості до 40 км/год.

Електротрактор буде мати ширший корпус АКБ і більш рівномірно розподілену її вагу на передню вісь, що збільшить стійкість трактора. Місткість батареї - 24 кВт-год, а вага АКБ проектованого електротрактора до 300 кг.

Для врівноваження маси, наприклад, ковша на тракторі також застосовують металевий баласт та рідинне баластування, у нашому випадку за це потурбувалася АКБ. Так, баластування сільськогосподарських тракторів є поширеним способом збільшення ваги трактора і широко застосовується практично. Металеві баластові вантажі, маса кожного з яких не повинна перевищувати 20 кг, встановлюються на брус передньої осі трактора або диски провідних коліс. Сумарна маса баластних вантажів досягає 20...25% конструкційної маси трактора і встановлюється заводом-виробником з урахуванням міцності трактора. При нестачі зчіпної ваги, крім установки вантажів, камери провідних коліс можуть бути заповнені на 3/4 об'єму водою у теплу пору року або 25% розчином хлористого кальцію в холодну пору.

Недоліки розглянутих способів статичного баластування трактора (трудомісткість установки та зняття баластних вантажів та заповнення шин рідким баластом та злив рідини) усуваються при більш досконалому динамічному способі збільшення зчіпної ваги.

Всередині акумуляторного боксу знаходяться модулі вагою 4,5 кг. З них 500-600 г важить корпус. Кожен модуль має чотири акумуляторні батареї з літованого оксиду марганцю та кобальту плюс вуглець (анод виконаний з вуглецевмісного матеріалу, а катод – з LiMn2O4 та LiNiO2. вага кожної 800 г.

Навантажувальна вага на передню вісь збільшиться на 80-100 кг, що змінить розважування по вісям трактора. Маса по осях, що розподіляється в рівних пропорціях дозволяє зношувати шини рівномірно, а також підвищить тягово-зчіпні якості та прохідність трактора шляхом раціонального розподілу їхньої маси по осях. До конструктивних параметрів також відноситься підбір шин для трактора та розрахунок їх впливу на тягово-енергетичні властивості, розрахунок експлуатаційної ваги трактора, статичну стійкість трактора та розрахунок потужності двигуна і вибір його параметрів.

Потужність, що використовується визначають виходячи з безпосередніх вимірів. Допускається визначати використовувану потужність двигуна із заданою достовірністю результатів на підставі даних вимірювань годинної витрати енергії та частоти обертання валу двигуна при виконанні сільськогосподарської операції.

Енергетичні параметри трактора для забезпечення роботи агрегатованої машини оцінюють за ступенем використання потужності двигуна λ , що визначається як

$$\lambda = \frac{N_{e_{\text{исп}}}}{N_{e_{\text{max}}}}$$

де $N_{e_{\text{исп}}}$ - потужність, що використовується при виконанні сільськогосподарської операції;

$N_{e_{\text{max}}}$ - максимальна потужність двигуна.

Загальна прохідність трактора оцінюється агротехнічними властивостями та тягово-зчіпними якостями. Підвищення прохідності досягається різними способами конструктивних рішень: збільшенням зчіпної ваги, плями контакту ходової системи з опорною поверхнею, зменшенням кратності проходів по одному сліду, а також комбінацією цих способів.

Максимальна сила трактора обмежується буксуванням. Пневматичні шини на вологих, пухких та засніжених ґрунтах не розвивають достатнього зчеплення (буксують). В результаті зменшуються сила тяги та швидкість (погіршується прохідність трактора), а також зростають втрати потужності на пересування трактора та знижується економічність його роботи.

Способи підвищення тягово-зчіпних якостей умовно можна поділити на дві групи: перші збільшують зчеплення із ґрунтом або дорожнім покриттям; другі дозволяють збільшити зчіпну вагу трактора.

Для визначення основних параметрів необхідно сформувавши узагальнену математичну модель, що складається з:

- моделі тягового електродвигуна;
- моделі акумуляторної батареї;
- моделі системи керування, що дозволяє здійснювати задані режими руху;
- моделі трактора для визначення тягового моменту;
- моделі ДВЗ та тяговий розрахунок.

Підхід до проектування електротракторів за допомогою математичного та комп'ютерного моделювання дозволяє дати рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів електрообладнання для проектних зразків електротрактора, встановити характер зміни різних показників у тих чи інших умовах руху, оптимізувати роботу та сформувавши алгоритми оптимального управління, визначити техніко-економічні показники, серед яких слід виділити значення витрати електричної енергії, споживання вуглеводневого палива, масу викидів токсичних речовин, пробіг тощо.

Висновки. Підвищення тягово-енергетичних параметрів колісних електротракторів може бути досягнуто: вибором компонування; раціональним підбором типу шин та тиску в них; здвоюванням та модифікованою будовою провідних коліс; для електротракторів також використання коробки передач та підбір оптимального передаточного числа.

Сільгоспвиробникам також потрібні машини нового покоління. Йдеться, зокрема, про моделі з розважуванням по осях 50x50, які забезпечують рівномірний тиск на ґрунт та здатні пересуватися дорогами загального користування зі швидкістю не менше 60 км/год.

Список літератури:

1. Адамчук В. Електрифікація як фактор створення сільськогосподарської техніки нового покоління / Техніка і технології АПК. - 2013. - № 12. - С. 12-15.
2. Мельник Р.В. 2015. Ефективність роботи мобільних електрифікованих засобів сільськогосподарського призначення. Збірник наукових праць Кіровоградського Національного технічного університету, техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Вип. 27. Кіровоград.
3. Клепиков В. Б., Семиков А. В., Моисеев А. Н., Гончар А. С. и др. Из опыта создания электропривода электромобиля с супер- конденсаторным накопителем энергии. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Харків: НТУ «ХПІ», 2015, Вип. 112 (1121). С. 195-198.
4. Клепиков В. Б. Исследование режима работы асинхронного генератора с самовозбуждением при ненасыщенной магнитной цепи / В. Б. Клепиков, А. Н. Моисеев, А. В. Семиков // Електротехнічні та комп'ютерні системи = Electrotechnic and Computer Systems. – 2011. – № 03 (79). – С. 286-288.
5. Розвиток електротракторів в Україні / В. Б. Самородов, В. М. Краснокутський, В. Ю. Ткачов // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Автомобіле- та тракторобудування = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser. : Automobile and Tractor Construction : зб. наук. пр. – Харків: НТУ "ХПІ", 2020. – № 2. – С. 19-23.
6. Битва електротрактора ХТЗ против ХТЗ-2511 URL: <https://kzhome.info/crone/y5Vvg2aRdWyqin0/bitva-lectrotraktora-htz-protiv-htz-2511> (дата звернення: 20.01.2022)
7. Новый трактор с электродвигателем Edison от ХТЗ <http://nova-shina.com.ua/novyyiy-traktor-edison-ot-htz> (дата звернення: 21.01.2022)

References (transliterated):

1. Adamchuk V. Electricity as a factor in the development of new generation technology / Technique and technology AIC. - 2013. - No. 12. - p. 12-15.
2. Melnik R.V. 2015. Efficiency of the robots of mobile electrical communications. Zbirnik naukovykh prac Kirovogradskogo National Technical University, technical school in the city of viral education, Galuzev machine, automation. Vip. 27. Kirovograd.
3. Klepikov V. B. Study of the operating mode of an asynchronous generator with self-excitation with an unsaturated magnetic circuit / V. B. Klepikov, A. N. Moiseev, A. V. Semikov // Electrical and computer systems = Electrotechnic and Computer Systems. - 2011. - No. 03 (79). - p. 286-288.
4. Klepikov V. B., Semikov A. V., Moiseev A. N., Gonchar A. S. et al. From the experience of creating an electric drive of an electric car with a super-condenser energy storage. Newsletter of the National Technical University "KhPI". Kharkiv: NTU "KhPI", 2015, VIP. 112 (1121). p. 195-198.
5. Development of electric tractors in Ukraine / VB Samorodov, VM Krasnokutsky, V. Yu. Tkachev // Bulletin of the National Technical University "KhPI". Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser. : Automobile and Tractor Construction: zb. Science. pr. - Kharkiv: NTU "KhPI", 2020. - № 2. - P. 19-23.
6. Battle of HTZ electric tractor against HTZ-2511 URL: <https://kzhome.info/crone/y5Vvg2aRdWyqin0/bitva-lektrotraktora-htz-protiv-htz-2511> (access date: 20.01.2022)
7. New tractor with the Edison electric motor from HTZ <http://nova-shina.com.ua/novyyi-tractor-edison-ot-htz> (access date: 21.01.2022)

Надійшла (received) 27.10.2021 р.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Краснокутський Володимир Миколайович (Краснокутский Владимир Николаевич, Krasnokutsky Vladimir) – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3457-0995>; e-mail: ntu.kpi.at@gmail.com

Ткачов Вячеслав Юрійович (Ткачев Вячеслав Юрьевич, Tkachov Viacheslav) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4619-5758>; e-mail: viacheslav_tkachov@yahoo.com

Селевич Сергій Геннадійович (Селевич Сергей Геннадьевич, Selevich Sergey) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; e-mail: ntu.kpi.at@gmail.com

В.І. МЕЛЬНИК, К.Г. СИРОВИЦЬКИЙ, М.Л. ШУЛЯК, О.В. ПАНКОВА

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЩІЛИННИХ ГІДРАВЛІЧНИХ РОЗПИЛЮВАЧІВ САМОХІДНИХ ОБПРИСКУВАЧІВ

В роботі запропонована методика проведення експериментальних досліджень технічного стану щілинних гідравлічних розпилювачів самохідних обприскувачів для встановлення зв'язків між теоретичним моделювання і дослідними даними впливу їх технічного стану на якість розпилення. На основі аналізу останніх досягнень та публікацій було виявлено недосконалість сучасних методів і засобів для діагностування та обґрунтування параметрів щілинних гідравлічних розпилювачів для хімічного захисту рослин самохідних обприскувачів. Розроблена методика та лабораторний стенд дозволяє проводити якісну оцінку технічного стану щілинних гідравлічних розпилювачів самохідних обприскувачів в експлуатації та проводити ефективне дефектування нових розпилювачів. Виявлено, що технічний стан розпилювача суттєво впливає на якість виконання технологічних операцій по застосуванню рідких хімічних засобів інтенсифікації рослинництва.

Ключові слова: обприскувач, розпилювач, методика, експеримент, стенд, діагностування

В.И. МЕЛЬНИК, К.Г. СЫРОВИЦКИЙ, М.Л. ШУЛЯК, О.В. ПАНКОВА

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЩЕЛЕВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ САМОХОДНЫХ ОПРЫСКИВАТЕЛЕЙ

В работе предложена методика проведения экспериментальных исследований технического состояния щелевых гидравлических распылителей самоходных опрыскивателей для установления связей между теоретическим моделированием и опытными данными воздействия их технического состояния на качество распыления. На основе анализа последних достижений и публикаций было выявлено несовершенство современных методов и средств для диагностирования параметров. Разработанная методика и лабораторный стенд позволяет проводить качественную оценку технического состояния щелевых гидравлических распылителей самоходных опрыскивателей в эксплуатации и проводить эффективную дефектовку новых распылителей. Выявлено, что техническое состояние распылителя оказывает существенное влияние на качество выполнения технологических операций по применению жидких химических средств интенсификации растениеводства.

Ключевые слова: опрыскиватель, распылитель, методика, эксперимент, стенд, диагностирование

V. MELNYK, K. SIROVITSKIY, M. SHULYAK, O. PANKOVA

PROCEDURE OF EXPERIMENTAL RESEARCHES OF THE TECHNICAL CONDITION OF SLOTTED HYDRAULIC PULVERIZERS FOR SELF-PROPELLED SPRAYING MACHINES

The method of experimental researches of technical condition of hydraulic slotted hydraulic pulverizers of self-propelled spraying machines for establish a connection between theoretical modeling and research data of influence of their technical condition on spray quality is offered in article. Based on the analysis of recent attainments and publications, the insufficiency of modern methods and tools for diagnosing and substantiating the parameters of slotted hydraulic pulverizers for chemical plant protection of self-propelled spraying machines was revealed. The developed technique and laboratory stand allow to carry out a qualitative assessment of the technical condition of slotted hydraulic pulverizers of self-propelled spraying machines in operation and to carry out effective defecting of new pulverizers. It was found that the technical condition of the pulverizer significantly affects the quality of technological operations for the use of liquid chemicals to intensify crop production.

Key words: spraying machine, pulverizer, procedure, experiment, stand, diagnosis

Вступ. При використанні сучасного польового обприскувача одним з найважливіших показників його ефективної експлуатації є технічний стан розпилювача, як основного робочого органу. Зношування розпилювачів є природним процесом. Термін експлуатації розпилювача обмежений, а при неправильному використанні розпилювачів знос значно збільшується. На зношування впливають такі фактори: робочий тиск, абразивність робочої рідини, зносостійкість матеріалу розпилювача. До найчастіших дефектів, пов'язаних з розпиленням, відносяться: зношення і засмічення розпилювачів, що тягнуть за собою відхилення від необхідної норми внесення та зміна характеру розподілу рідини по поверхні, що обробляється.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Більшості польових обприскувачів доводиться обробляти площі 2000 га/рік і більше [1]. При таких навантаженнях на техніку зношування вузлів і агрегатів може стати серйозною проблемою, через що рекомендується їх щорічна перевірка. Своєчасне виявлення прихованих дефектів та їх усунення може стати вирішальним чинником успішної роботи в «гарячу пору» [2]. Дослідженню технологічних процесів і робочих органів для хімічного захисту рослин присвячені праці вчених В.І. Мельника, А.С. Кобця, П.А. Догоди, Б.В. Онищенко, В.В. Погорілого, Є.Л. Ревякіна, та інших [1, 3, 4, 5, 6].

Мета та постановка задачі. Метою роботи є встановлення зв'язків між теоретичним моделюванням і дослідними даними впливу технічного стану і конструкції гідравлічного розпилювача на якість розпилення робочої рідини.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- розробити методику експериментальних досліджень із використанням лабораторного стенду для оцінки технічного стану гідравлічних розпилювачів для хімічного захисту рослин;
- обґрунтувати зв'язок між параметрами технічного стану і конструкції розпилювача та якістю виконання технологічних операцій по застосуванню рідких хімічних засобів інтенсифікації рослинництва.

Параметри сучасних гідравлічних розпилювачів. Визначальним чинником ефективності використання пестицидів є якість їх внесення. Основними критеріями якості обприскування є норма внесення робочої рідини, дисперсність розпилювання, густина покриття краплинами поверхні, що обробляється, та рівномірність розподілу по ній. Усі показники якості обприскування значною мірою залежать від типу, параметрів і режимів роботи розпилювачів. Нині є багато різновидів розпилювачів, тож і постає актуальне питання добору оптимального з них для конкретних умов роботи. Сучасні обприскувачі комплектуються здебільшого гідравлічними розпилювачами [7].

Методика та обладнання лабораторних досліджень. Лабораторні дослідження проводились в Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка в лабораторії кафедри оптимізації технологічних систем імені Т.П. Євсюкова. Для проведення досліджень отримувалися розпилювачі від сільськогосподарських підприємств Харківської області. Всі розпилювачі були з однієї партії та працювали в однакових умовах. В якості контрольних екземплярів було надано розпилювачі з тієї ж партії, які не працювали в полі. Отримані розпилювачі також супроводжувались детальним звітом, який включав в себе час роботи впродовж сезону, види технічного обслуговування, яке проводилось, та кількість змінених під час експлуатації розпилювачів. Дані отриманих розпилювачів вказані в таблиці 1.

Таблиця 1 – Вихідні дані отриманих для дослідження розпилювачів

Господарство	Кількість наданих екземплярів, шт.	Матеріал розпилювача	Час наробітку, годин	Проведе технічне обслуговування
№1	20	Латунь	50	-
№2	20	Латунь	50	механічне чищення
№3	20	Латунь	50	механічне чищення
№4	20	Латунь	50	-

Спочатку отримані розпилювачі маркували та підписували. Після цього кожен розпилювач був перевірений на універсальному вимірювальному мікроскопі УИМ-21 (рис. 1), характеристики якого вказані в таблиці 2.

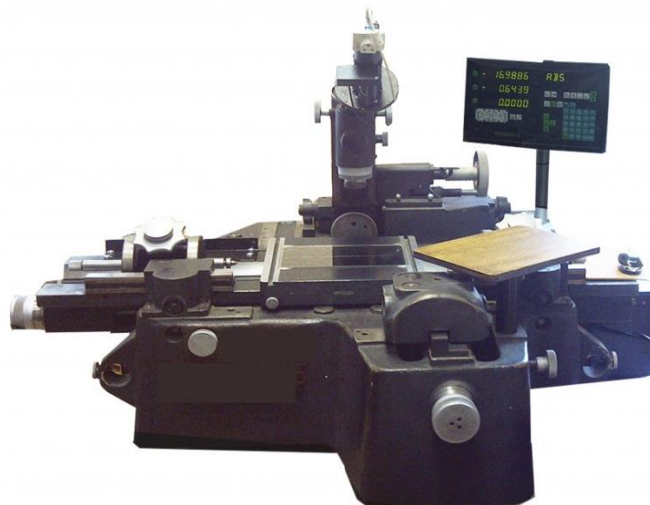


Рис. 1 – Універсальний вимірювальний мікроскоп УИМ-21

Таблиця 2 – Характеристики універсального вимірювального мікроскопа УИМ-21

Показник	Значення
Границі виміру довжин:	
- в поздовжньому напрямку	0-200 мм
- в поперечному напрямку	0-100 мм
Границі виміру кутів	0-360°

Методика процесу вимірів була за проекційним (тіньовим) методом. Для вимірів розпилювач поміщали в центрі столу мікроскопа та фіксували струбцинами. Потім встановлювали одну із штрихових ліній сітки окулярної головки паралельно лінії, що утворює конус вимірюваного сопла розпилювача в його основі. Потім переміщували поздовжню та поперечну каретки до тих пір, поки кінець утворюючого конуса вимірюваного сопла розпилювача у вершини не з'явиться у полі зору мікроскопа, при цьому паралельність утворюючої та штрихової лінії сітки не має порушуватися. Після цього встановлювали подовжню каретку на відлік (в цілих міліметрах) за шкалою поздовжнього ходу та закріплювали її. Далі, діючи поперечною кареткою, поєднували штрихову лінію сітки з утворюючою тіньового контуру, і проводили відлік шкалою поперечного ходу. Потім переміщували поздовжню каретку на ціле число міліметрів до іншого кінця конуса, переміщенням поперечної каретки поєднували штрихову лінію сітки з утворюючою тіньового контуру і знову знімали відлік за шкалою поперечного ходу. Різниця обох відліків за шкалою, поділена на довжину переміщення поздовжньої каретки у міліметрах, давала тангенс половини кута утворюючого конуса розпилювача. Згідно з інструкцією по експлуатації універсального вимірювального мікроскопа, отриманий результат не буде вільний від похибки, що виникла внаслідок можливого перекосу розпилювача. Для виключення впливу цієї похибки повторювали такий же вимір на іншій стороні тіньового зображення утворюючого конуса. Було очевидно, що похибка від перекосу увійде і в цей результат, але зворотним знаком. Для виключення цієї похибки взяли середнє арифметичне з обох результатів вимірювання.

В процесі перевірки технічного стану розпилювачів на універсальному вимірювальному мікроскопі було виявлено зміну сопла розпилювача (рис. 2).

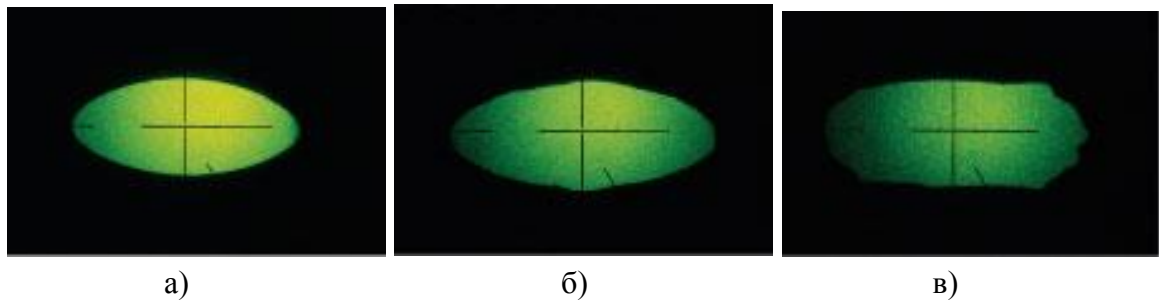


Рис. 2 – Результати перевірки технічного стану розпилювачів: а) – нова форсунка; б) – зношена форсунка; в) – пошкоджена форсунка в результаті неправильного чищення

Для дослідження основних параметрів та технічної діагностики стану гідравлічних розпилювачів для хімічного захисту рослин було виготовлено дослідний стенд, креслення якого приведено на (рис. 3).

Дослідний стенд для дослідження основних параметрів та технічної діагностики стану гідравлічних розпилювачів для хімічного захисту рослин включає: бачок 1 (з забірним патрубком 1а, патрубком 1б і ніпелем 1с для підведення стисненого повітря, заливною горловиною 1д і зливним ніпелем 1е), матрицю верхню 3, дві розпірні втулки 5, дві стійки 6, балку 7, притисний диск 8 з ніпелем 8а і прокладкою 8б, вкладиш 9, відвідний пристрій 10, опорну втулку 11, рукав гофрований 12, штифти-фіксатори 13 і 14, прокладку 15, гайку-заглушку 16, кран 17, ніпель 18, еластичний трубопровід 19, прокладку 20, пробку заливної горловини 21, чотири боковини 22, два кільця ущільнювачів 23, 24 і одне стопорне 25, а також гайки, шайби болти і гвинти 26-33.

Дослідний стенд виконано з матеріалів, які мають високу стійкість до корозії, а саме з капролону (розпірні втулки 5, стійки 6, балка 7) та органічного скла (матриця нижня 2, матриця верхня 3).

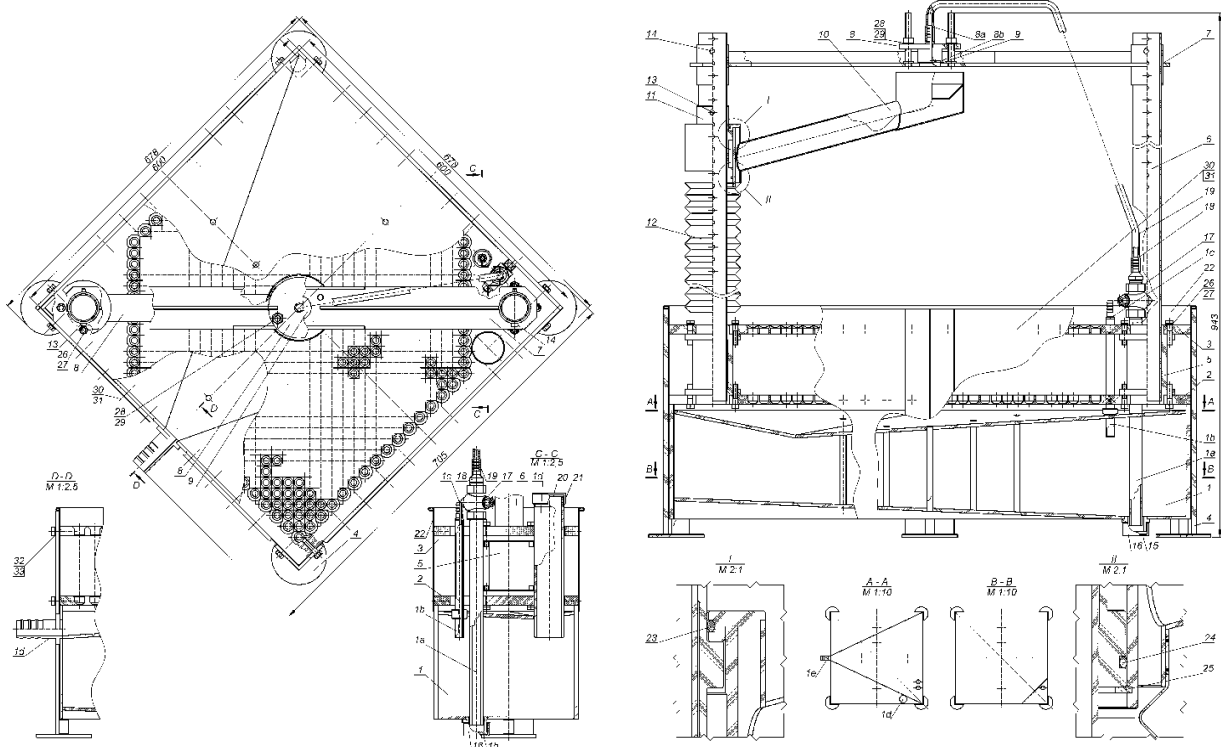


Рис. 3 – Креслення дослідного стенду для дослідження основних параметрів та технічної діагностики стану гідравлічних розпилювачів для хімічного захисту рослин: а) – вид зверху; б) – вид збоку

Робочий процес випробування розпилювача. Спочатку виконується етап налаштування. Відгвинтивши гайки 28 і знявши шайби 29, знімають притискний диск 8. Потім, між вкладишем 9 і диском 8 співвісно їм укладають орієнтований вертикально вниз розпилювач, а диск 8 опускають на шпильки кріплення, після чого повертають назад шайби 28 і гайки 28 затягують до тих пір, поки розпилювач трохи зануриться в тіло прокладки 8b, на стільки, скільки необхідно для створення герметичного з'єднання, здатного витримати робочий тиск 20 - 40 МПа, максимум 100 МПа (буває вкрай рідко). Це тиск, при якому випробуваний розпилювач працює на польовій машині. Далі, вилучивши штифт-фіксатор 13, відвідний пристрій 10 разом з деталями, приєднаними до нього опускають вниз. Потім, також вийнявши штифти-фіксатори 14, балку 7 переміщують на необхідну висоту і фіксують там, повернувши на місце штифти 14. Після цього відвідний пристрій 10 піднімають вгору, максимально близько до балки 7, і також фіксують там штифтом 13. Шляхом повороту навколо опорної втулки 11, розташовують строго під балкою 7, а значить, і під розпилювачем. Потім у всі 810 отворів матриць 2, 3 поміщають лабораторні пробірки, а бачок через горловину 1d заповнюють робочою рідиною і герметично закривають різьбовою пробкою 21. Зливний ніпель 1e з'єднують з каналізацією. Оскільки робота стану передбачає наявність компресора, то до цього моменту останній вже повинен бути включеним, а повітря в його ресивері має бути під робочим тиском (ті ж 20 - 40 МПа). Передбачається, що заданий робочий тиск в ресивері компресора підтримується автоматично. Для цього в бачок 1 слід наливати необхідний мінімум робочої рідини, тобто 2 - 3 обсяги рідини, яка повинна пройти через випробуваний розпилювач протягом контрольного часу. З бачком стану 1 ресивер компресора з'єднується по гнучкому трубопроводу через ніпель 1с і патрубок 1b. Кран 17 в цей момент повинен бути закритим, а ніпель 18 за допомогою гнучкого трубопроводу 19 з'єднаний з ніпелем 8а притискного диска 8. Після подачі повітря з ресивера компресора в бачок 1 необхідно почекати деякий час, щоб тиск всередині бачка 1 вирівнявся з тиском в ресивері.

Етап випробування. Відкривши робочий кран 17, кілька десятків секунд вичікують, поки розпилювач вийде на усталений режим розпилу. Потім, одночасно з натисканням кнопки секундоміра, відвідний пристрій 10 швидко, але плавно відводять у бік від балки 7. Поки розпилювач працює (час випробування становить 1 хвилину), відвідний пристрій 10 повертають навколо стійки 6 максимально близько до балки 7. Факел розпилу рідини чаші відвідного пристрою 10 при цьому торкатися не повинен. У такому стані розпил продовжується весь час випробування. Потім, наскільки можна точно до моменту завершення випробування, вручну чашу відвідного пристрою 10 швидко підводять під балку 7 (під розпилювач) і вимикають секундомір. Після цього кран 17 закривають, час випробування записують, демонтують розпилювач, а компресор вимикають. У цьому етапі випробування завершено.

Етап документування отриманої інформації. Після випробування розпилювача усі пробірки двічі переважують. Перший раз разом із робочою рідиною в них, а вдруге без неї. Для зважування використовували ваги дискретністю 0,001 грам, які з'єднанні з комп'ютером для автоматичного запису отриманих даних ваги пробірок. З'єднання з комп'ютером було забезпечено удосконаленням ваг шляхом обладнання інтерфейсом USB 2.0. Дані обробляються за допомогою налаштування для Microsoft Excel на базі Visual Basic for Application (VBA). Microsoft Excel при отриманні даних з порту USB 2.0 автоматично вносить в необхідну клітинку отримане значення для подальших розрахунків (рис. 4). Важливим фактором процесу зважування є чітка послідовність зважування пробірок. Приклад отриманих даних по розподілу рідини розпилювачем при віддалені висоти розпилювача і нормальній його орієнтації відносно площини (матриці) представлено на рис. 5. Векторне поле $\vec{V}(x, y, z)$ - модель факелу розпилювання [8].

1725	№ пробірки	Вага, мгм	№ пробірки	Вага, мгм	№ пробірки	Вага, мгм
1726	y1	x1	y2	x2	y3	x3
1727	1	30	32	68	34	40
1728	2	33	31	66	35	68
1729	3	67	30	102	36	104
1730	4	103	29	140	37	142
1731	5	141	28	180	38	182

Рис. 4 – Фрагмент отриманих даних

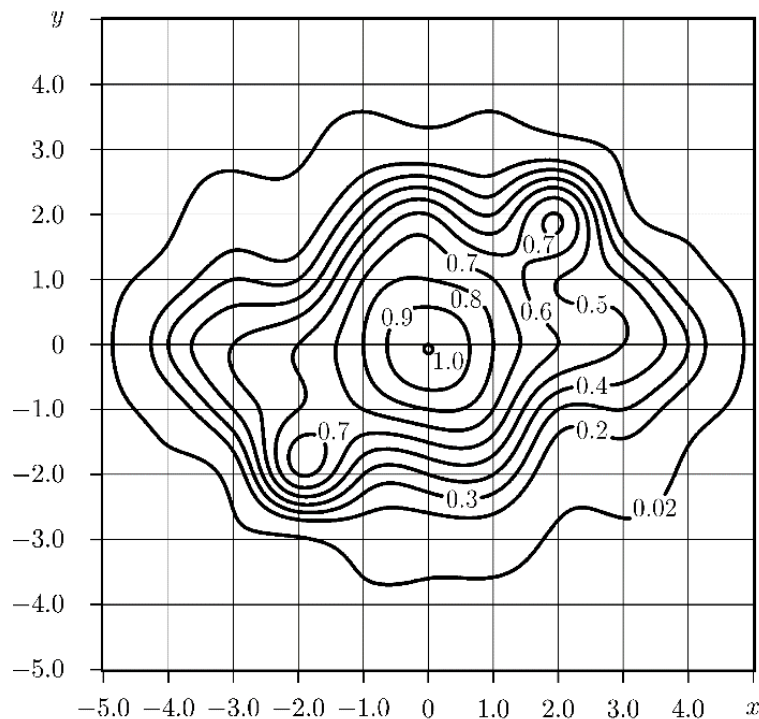


Рис. 5 – Приклад розподілення рідини розпилювачем (двомірне розподілення)

Як видно з рис. 5 координатна сітка охоплює всю поверхню площини (матрицю), а ізолінії відповідають кількості рідини, яка потрапляє на одиницю площини за одиницю часу.

Висновки. 1. На основі аналізу останніх досягнень та публікацій було виявлено недосконалість сучасних методів і засобів для діагностування та обґрунтування параметрів щільних гідравлічних розпилювачів для хімічного захисту рослин самохідних обприскувачів.

2. Розроблена методика та лабораторний стенд дозволяє проводити якісну оцінку технічного стану щільних гідравлічних розпилювачів самохідних обприскувачів в експлуатації та проводити ефективно дефектування нових розпилювачів.

3. Виявлено, що технічний стан розпилювача суттєво впливає на якість виконання технологічних операцій по застосуванню рідких хімічних засобів інтенсифікації рослинництва.

Список літератури:

1. Мельник В.И. Внутрипочвенное внесение жидкостей в растениеводство: Монография. – Харьков: «Міськдрук», 2010, - 439 с.: ил.
2. Lechler: Распылители для сельского хозяйства: Каталог. - 2010. - 68 с.
3. Кобець А. С., Кобець О. М., Ільницький В. М. Діагностування технічного стану щільних розпилювачів пестицидів. ДДАУ – 2013.

4. Анализ конструкций распылителей машин для химической защиты растений / П. А. Догода, Ю. В. Самсонов // Наукові праці Південного філіалу Національного університету біоресурсів і природокористування України "Кримський агротехнологічний університет". Технічні науки. - 2013. - Вип. 153. - С. 158-164.
5. Ревякин Е.Л., Краховецкий Н.Н. Машины для химической защиты растений в инновационных технологиях: науч. анализ. обзор. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2010. – 124 с
6. Погорілий В. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України / В. Погорілий, В. Войновський, А. Войновська, Л. Філатова // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, № 19. 2015. – с. 234-244.
7. Мельник В.И. Распылители для химической защиты растений / В.И. Мельник. К.Г. Сыровицкий // Вісник ХНТУСГ. Вип. 135. 2013. – с. 95-101.
8. Мельник В. І. Наукові основи екологічно ошадних технологій і технічних засобів для внесення рідких добрив та хімзахисту рослин : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.11 - Машины і засоби механізації сільськогосподарського виробництва ; наук. конс. Л. М. Тіщенко ; Харків, 2010. 40 с.

References (transliterated)

1. Mel'nik V.I. Vnutripochvennoe vnesenie zhidkosti v rasteniyevodstve: Monografiya. – Khar'kov: «Mis'kdruk», 2010, - 439 s.: il.
2. Lechler: Raspyliteli dlya sel'skogo khozyaistva: Katalog. - 2010. - 68 s.
3. Kobets' A. S., Kobets' O. M., P'nits'kii V. M. Diagnostuvannya tekhnichnogo stanu shchilinnikh rozpilyuvachiv pestitsidiv. DDAU – 2013.
4. Analiz konstruktsii raspylitelei mashin dlya khimicheskoi zashchity rastenii / P. A. Dogoda, Yu. V. Samsonov // Naukovi pratsi Pivdenного filialu Natsional'nogo universitetu bioresursiv i priroдокoristuvannya Ukraїni "Krim's'kii agrotekhnologichnii universitet". Tekhnichni nauki. - 2013. - Vip. 153. - S. 158-164.
5. Revyakin E.L., Krakhovetskiy N.N. Mashiny dlya khimicheskoi zashchity rastenii v innovatsionnykh tekhnologiyakh: nauch. analit. obzor. – М.: FGNU «Rosinformaгротех», 2010. – 124 s.
6. Pogorilii V. Tekhniko-tekhnologichni aspekti rozvitku ta viprobuvannya novoї tekhniki i tekhnologii dlya sil'skogo gospodarstva Ukraїni / V Pogorilii, V Voinovs'kii, A Voinovs'ka, L Filatova // Tekhniko-tekhnologichni aspekti rozvitku ta viprobuvannya novoї tekhniki i tekhnologii dlya sil'skogo gospodarstva Ukraїni. UkrNDIPVT im. L. Pogorilogo, № 19. 2015. – s. 234-244.
7. Mel'nik V.I. Raspyliteli dlya khimicheskoi zashchity rastenii / V.I. Mel'nik. K.G. Sirovitskiy // Visnik KhNTUSG. Vip. 135. 2013. – s. 95-101.
8. Mel'nik V. I. Naukovi osnovi ekologichno oshchadnikh tekhnologii i tekhnichnikh zasobiv dlya vnesennya ridkikh dobriv ta khimzakhistu roslin : avtoref. dis. ... d-ra tekhn. nauk : 05.05.11 - Mashini i zasobi mekhanizatsii sil'skogospodars'kogo virobnitstva ; nauk. kons. L. M. Tishchenko ; Kharkiv, 2010. 40 s.

Надійшла (received) 19.10.2021 р.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мельник Віктор Іванович (Мельник Виктор Иванович, Melnyk Viktor) – доктор технічних наук, професор, Державний біотехнологічний університет, професор кафедри оптимізації технологічних систем в рослинництві, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1176-2831>; e-mail: victor_melnyk@ukr.net.

Сировицький Кирило Геннадійович (Сыровицкий Кирилл Геннадьевич, Sirovitskiy Kiril) – Державний біотехнологічний університет, старший викладач кафедри оптимізації технологічних систем в рослинництві, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0250-8994>; e-mail: gaver89@ukr.net.

Шуляк Михайло Леонідович (Шуляк Михаил Леонидович, Shulyak Mykhailo) – доктор технічних наук, професор, Державний біотехнологічний університет, завідувач кафедри тракторів і автомобілів, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7286-6602>; e-mail: m.l.shulyak@gmail.com.

Панкова Оксана Володимирівна (Панкова Оксана Владимировна, Pankova Oksana) – кандидат сільськогосподарських наук, доцент, Державний біотехнологічний університет, старший викладач кафедри обладнання та інжинірингу переробних і харчових виробництв, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2866-1858>; e-mail: pankova_oksana@ukr.net.

*А.О. МОЛОДАН, Є.О. ДУБІНІН, М.М. ПОТАПОВ, Ю.В. ТАРАСОВ,
М.В. ПОЛТАВСЬКИЙ*

РОЗРОБКА ТА ЗАСТОСУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ НЕЙРОННИХ МЕРЕЖ ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

В роботі запропоновано використання нейромережевої технології для вирішення задач діагностування технічного стану автотракторного двигуна, яка дозволяє працювати як з реальними даними, отриманими для індивідуального і еталонного (середньостатистичного) автотракторного двигуна, так і з даними, обчисленими за допомогою його математичної моделі, на підставі порівняння яких можна приймати обґрунтовані рішення про характер і місце розташування того чи іншого дефекту. Це дозволяє підвищити функціональну стабільність колісної машини і поліпшити роботу її інтелектуальних бортових систем.

Ключові слова: нейронна мережа, діагностика, технічний стан, автомобіль, трактор, двигун.

*А.А. МОЛОДАН, Е.А. ДУБИНИН, Н.Н. ПОТАПОВ, Ю.В. ТАРАСОВ,
Н.В. ПОЛТАВСКИЙ*

РАЗРАБОТКА И ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В работе предложено использование нейросетевой технологии для решения задач диагностирования технического состояния автотракторного двигателя, которые позволяют работать как с реальными данными, полученными для индивидуального и эталонного (среднестатистического) автотракторного двигателя, так и с данными, рассчитанными с помощью математической модели, на основании сравнения которых можно принимать обоснованные решения о характере и месте расположения того или иного дефекта. Это позволяет повысить функциональную стабильность колесной машины и улучшить работу ее интеллектуальных бортовых систем.

Ключевые слова: нейронная сеть, диагностика, техническое состояние, автомобиль, трактор, двигатель.

A.MOLODAN, Ye. DUBININ, M. POTAPOV, Yu. TARASOV, M. POLTAVSKIY

DEVELOPMENT AND APPLICATION OF NEURAL NETWORKS TECHNOLOGY FOR DIAGNOSTICS OF THE TECHNICAL CONDITION OF AUTOMOBILE AND TRACTOR ENGINES

The article proposes the use of neural network technology to solve the problems of diagnosing the automobile and tractor engines technical conditions. This allow to work with real data obtained for an individual and reference (average) engine, as well as with data calculated using the mathematical model, based on the comparison of which researcher can take informed decisions about the nature and location of a particular defect. This improves the functional stability of the wheeled vehicle and improves the performance of its intelligent on-board systems.

It has been proven that in order to reduce the redundancy of a neural network, it is necessary to reduce the number of neurons in the hidden layer for a given level of network training error. For diagnosing the automobile or tractor engine, the input signals are voltages received in an artificial neural network from sensors that are standard in the engine, and additionally indicate the technical conditions.

Key words: neural network, diagnostics, technical condition, automobile, tractor, engine.

Вступ. Автотракторний двигун (АТД), як відновлюваний об'єкт, протягом терміну служби вимагає безперервного моніторингу, трудомісткість якого залежить від рівня автоматизації процесів отримання, обробки, зберігання, документування інформації про поточний стан автотракторного двигуна, послідовність і методи виконання яких визначають інформаційну технологію моніторингу.

Основними напрямками, що визначають підвищення якості інформаційних технологій

моніторингу технічного стану АТД, слід вважати інтелектуалізацію процесів обробки інформації з залученням методів інтелектуального аналізу даних, які здатні забезпечити підвищення якості розпізнавання технічного стану АТД при дії невизначених факторів, а також інтеграцію інформаційних процесів (розподілених локальних баз даних і знань в глобальну базу даних і знань).

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Аналіз опублікованих робіт, присвячених застосуванню нейронних мереж (НМ) для діагностування параметрів автотракторного двигуна, показує, що в існуючих роботах виділені основні тенденції і характерні особливості вирішення завдань діагностики автотракторних двигунів на основі НМ. Разом з тим вони присвячені, як правило, вирішенню окремих завдань (наприклад, діагностуванню стану тиску в кінці такту стиснення ЦПГ [1], формуванню простору діагностичних ознак стану автотракторних двигунів для побудови нейромережевого класифікатора [2, 3]). У них не міститься вказівок на вибір архітектури, структури і алгоритмів навчання НМ, відсутня інженерна методика проектування таких мереж стосовно до завдань діагностики технічного стану автотракторних двигунів.

Незважаючи на значний обсяг досліджень в даній області, інформаційні технології моніторингу технічного стану автотракторного двигуна не є досконалими з ряду причин, основними з яких є, з одного боку, роз'єднаність баз даних випробувань, відсутність інтелектуальних компонентів, що дозволяють якісно і ефективно здійснювати підтримку прийняття рішень і, як наслідок, скорочувати загальний час, що витрачається на обслуговування АТД. З іншого боку, нестаціонарність фізичних процесів в автотракторному двигуні, складність його математичного опису, залежність технічних характеристик двигуна від зовнішніх умов роботи, обмежений склад вимірюваних термогазодинамічних параметрів автотракторного двигуна, їх технологічний розкид і т.д. Зазначені фактори призводять до необхідності прийняття рішень про технічний стан автотракторного двигуна в умовах істотної невизначеності.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є удосконалення методів контролю і діагностування технічного стану автотракторних двигунів для забезпечення надійності і функціональної стабільності їх тягових властивостей з використанням штучної нейронної мережі.

Застосування технології нейронних мереж для діагностики технічного стану автотракторних двигунів. В основі запропонованої методології розв'язання задач контролю та діагностики технічного стану АТД використовується метод FDI (Fault Detection and Identification), заснований на порівнянні результатів вимірювань газодинамічних параметрів реального АТД з розрахунковими параметрами, обчисленими за його математичною моделлю [4-5].

На рисунку 1 показана типова реалізація FDI-методу, де \bar{U} – вектор керуючих впливів; \bar{Y}_m – вектор параметрів, обчислених за допомогою математичної моделі (ММ) АТД; \bar{Y}_g – вектор вихідних параметрів двигуна, отриманих шляхом вимірювання за допомогою датчиків; $\bar{\varepsilon} = \bar{Y}_g - \bar{Y}_m$ – відхилення, що представляє собою різницю векторів \bar{Y}_g та \bar{Y}_m .

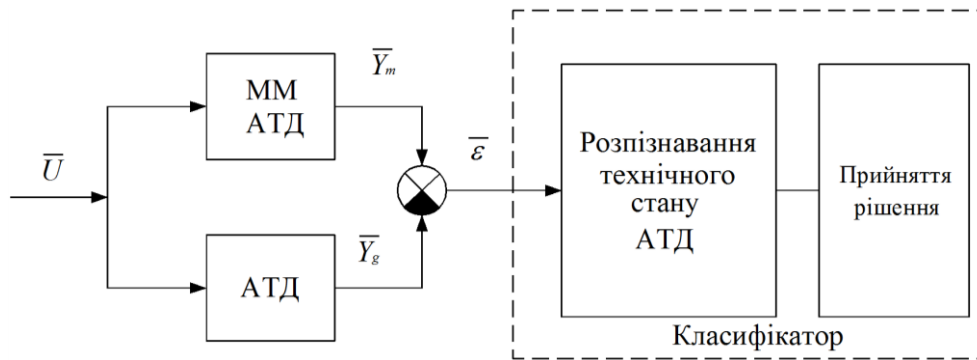


Рис. 1 – Реалізація FDI-методу для діагностики технічного стану автотракторних двигунів

В якості математичної моделі використовується нейромережева модель АТД. Спектр завдань, що вирішуються за допомогою такої моделі в рамках FDI-методу, досить широкий – від завдань контролю і діагностики технічного стану АТД до налагодження його параметрів (вибір раціонального відключення циліндрів для використання потрібної потужності).

Основні етапи інженерної методики побудови нейромережевої моделі включають:

- попередній аналіз даних на етапі постановки задачі і вибору архітектури нейронної мережі;
- перетворення даних (передобробка) для побудови більш ефективної процедури налаштування мережі;
- вибір архітектури нейронної мережі;
- вибір структури нейронної мережі;
- вибір алгоритму навчання;
- навчання та тестування нейронної мережі;
- аналіз точності нейромережевого рішення;
- прийняття рішення на основі отриманих результатів.

Стан АТД, як об'єкта діагностування, визначається значенням вектора вихідних параметрів Y , значення якого можуть змінюватися при виникненні аварійних або критичних ситуацій в роботі автотракторного двигуна.

Передбачається, що всі можливі стани можна розбити на $(r+1)$ областей (класів) S_0, S_1, \dots, S_r . Знаходження вектора стану X в області S_0 визначається як подія, що відповідає справному стану АТД. При будь-якому з можливих відмов елементів (вузлів) в роботі АТД (раптових або поступових) вектор X належить одній з областей S_0, \dots, S_r , що розглядається як подія, пов'язана з несправним станом двигуна S_0

$$\tilde{O} \in \overline{S_0} = US_\alpha; \alpha = 1, \dots, r. \quad (1)$$

Тоді завдання діагностування стану АТД полягає в тому, щоб встановити відповідність між координатами вектора спостережень Y і простору станів $\{S_\alpha\}$ і на підставі спостережуваних реалізацій Y оцінити приналежність вектора стану X області S_0 або $S_\alpha \subset \overline{S_0}$, тобто визначити, до якого з класів відноситься стан конкретного примірника АТД.

Як зазначалося вище, в якості основи побудови систем діагностики АТД доцільно використовувати FDI-метод. Розглянемо особливості застосування даного методу при вирішенні завдань діагностики з використанням нейромережевих алгоритмів. Реалізація FDI-методу для діагностики технічного стану автотракторних двигунів в нейромережевому базисі (рис. 2) зводиться до наступної послідовності кроків:

- зберігання еталонних характеристик середньостатистичного АТД у вигляді

«інформаційного портрета» на базі мережі НМ-1;

– порівняння параметрів окремо взятого АТД з даними, розрахованими за допомогою НМ-1;

– на підставі аналізу вектора отриманих нев'язок (відхилень) ΔY між значеннями вектора вимірних параметрів конкретного двигуна і вектора даних, розрахованих за допомогою НМ-1, приймається рішення про технічний стан АТД (на цьому етапі використовується друга нейронна мережа НМ-2).

В якості характеристик індивідуального АТД на етапі налаштування (навчання) НМ-2 можуть використовуватися:

а) математична модель двигуна з імітованими дефектами;

б) реальні дані по дефектним АТД, отримані на етапі випробувань.

Мережа НМ-2 (рис. 3) являє собою бінарний нейрокласифікатор, на входи якого надходять значення зазначених вище відхилень Δy_i , а виходи утворюють бінарний Вектор $R = \{R_1, R_2, \dots, R_m\}$, компоненти якого відображають результати діагнозу.

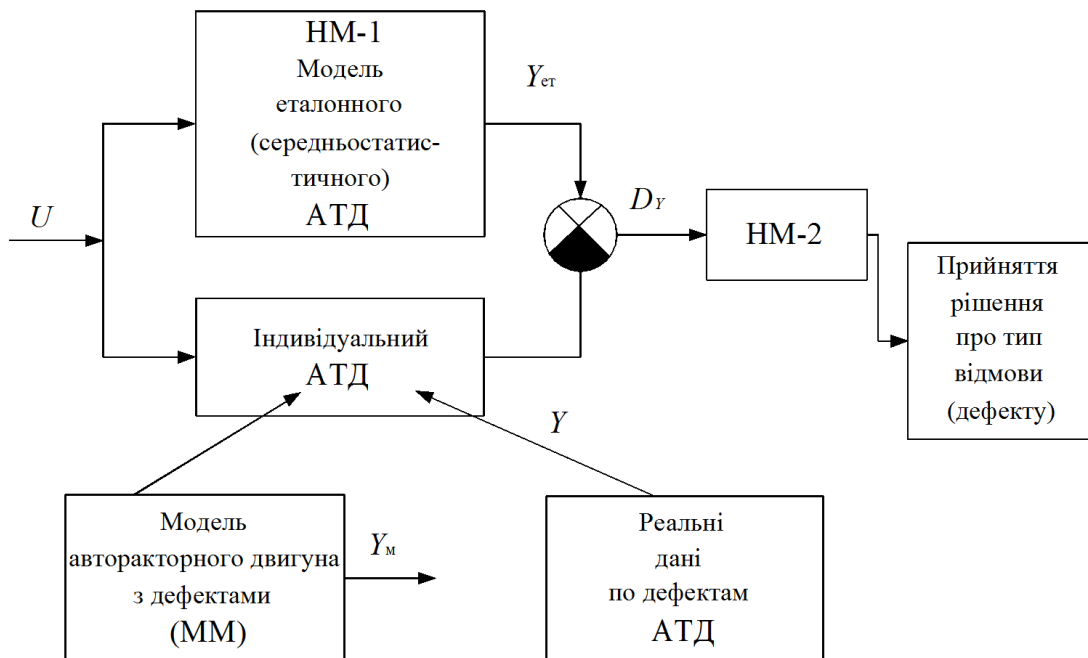


Рис. 2 – Реалізація FDI-методу в нейромережевому базисі для діагностики технічного стану автотракторних двигунів

Для вирішення завдання діагностики АТД в нейромережевому базисі використовується навчальна вибірка, яка формується в два етапи. На першому етапі вирішується пряма задача, яка пов'язана зі створенням банку даних дефектів. З цією метою на математичній моделі, що описує індивідуальний АТД, імітуються прояви дефектів, пов'язаних зі зміною, наприклад, ККД циліндро-поршневої групи, ККД термогазодинамічного режиму та ін. (рис. 3). На другому етапі обчислюються відхилення, викликані тим чи іншим дефектом АТД від його еталонного стану: $\Delta Y = Y_{ст} - Y_M$.

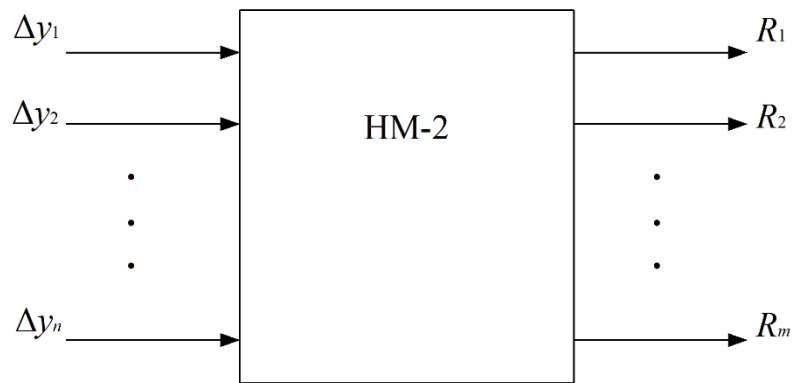


Рис. 3 – Класифікатор на основі НМ-2 для діагностики технічного стану автотракторних двигунів

Згідно з даними про нев'язки ΔY_i формується навчальна вибірка, яка в загальному вигляді може бути представлена як $\Delta Y_i \rightarrow R(i = 1, 2, \dots, n)$.

В якості діагностичних ознак (входів НМ-2) використовувалася інформація за 11 параметрами роботи автотракторного двигуна: потужність, що розвивається двигуном ΔP ; температура охолоджувальної рідини ΔT_{OP} ; витрати повітря для згоряння палива ΔG ; тиск мастила Δp_M ; витрати палива Δg ; шум (детонація) $\Delta \psi$; тиск в кінці такту стиснення ΔC ; якість згоряння палива за вихлопними газами Δk ; кількість картерних газів ΔS ; тиск газів в картері двигуна Δp_T ; кількість відключених циліндрів Δi .

Для навчання розпізнаванню дефектів нейронною мережею в складі навчальної вибірки були виділені п'ять узагальнених класів станів автотракторного двигуна (табл. 1)

S_0 – справний стан, відповідний вектору $R = [0; 0; 0]$;

S_1 – дефект в циліндро-поршневій групі, відповідний вектору $R = [0; 1; 0]$;

S_2 – дефект в системі паливopодачі, відповідний вектору $R = [1; 0; 0]$;

S_3 – дефект в термогазодинамічному режимі, відповідний вектору $R = [0; 1; 1]$;

S_4 – дефект герметичності камери згоряння, відповідний вектору $R = [1; 0; 1]$.

Таблиця 1 – Бінарна класифікація станів АТД

Номер стану	Бінарні виходи НМ			Стан	Локалізація дефекту
	R_1	R_2	R_3		
1	0	0	0	ETALON	Еталонний стан (S_0)
2	0	1	0	PiKND5%	Дефект в циліндро-поршневій групі (S_1)
3	0	1	0	KPDKND5%	
4	0	1	0	GVND5%	
5	0	1	0	PiKVND5%	
6	0	1	0	KPDKVND5%	
7	0	1	0	GVVND5%	
8	1	0	1	Fkr_c5%	
9	1	0	1	SIGSOP5%	
10	1	0	1	PR_Fc5%	

Номер стану	Бінарні виходи НМ			Стан	Локалізація дефекту
	R_1	R_2	R_3		
11	1	0	0	KPDMVD5	Дефект в термогазодинамічному режимі (S_3)
12	1	0	0	KPDMND5	
13	1	0	0	KPDTVD5	
14	1	0	0	KPDTND5	
15	1	0	0	ATVD5%	
16	1	0	0	ATND5%	
17	0	1	1	SIGKC5%	Дефект герметичності камери згоряння (S_4)
18	0	1	1	PR_Kc5%	

При складанні навчальної вибірки враховувалося, що поява дефекту в автотракторному двигуні зазвичай пов'язана зі зміною геометричних розмірів частин ЦПГ, що призводить до зміни характеристик його вузлів і його термогазодинамічних параметрів. Так, зменшення ККД циліндро-поршневої групи і його ступеня стиснення, як правило, викликано закоксуванням, зниженням пружності або поломками поршневих кілець, зношенням, або задирами дзеркала гільзи циліндра, а також руйнуванням підшипників ковзання, масляним «голодуванням», прогарами клапанів, або прокладки головки циліндрів. Зменшення ККД термогазодинамічних параметрів може бути обумовлено такими дефектами: пізнішим запалюванням, забрудненням форсунок впорскування, паливних та повітряних фільтрів, внаслідок приготування бідної чи багатой суміші, забруднення системи охолодження або нестачі охолоджувальної рідини в ній, а також порушення регулювань в системі паливоподачі і т.д.

Для перевірки якості роботи нейромережевого класифікатора (НМ-2) необхідно провести його тестування, тобто пред'являти на вхід мережі дані, що не входять до складу навчальної вибірки. У процесі тестування НМ-перцептрон розглядалися наступні випадки:

- зменшення ККД циліндро-поршневої групи на 1 % ($-1\% \eta_{\text{вир}}$);
- зменшення ККД циліндро-поршневої на 3 % ($-3\% \eta_{\text{вир}}$);
- дефекти виду при наявності шуму ($\sigma = 0,01; M = 0$);
- подвійний дефект (одночасне зменшення ККД циліндро-поршневої групи на 3 % ($-3\% \eta_{\text{вир}}$) і ККД термогазодинамічних параметрів на 3 % ($-3\% \eta_{\text{вир}}$)).

Результати тестування нейромережевого класифікатора, побудованого на основі перцептрона, з урахуванням перерахованих вище випадків, показали високу якість діагностування технічного стану АТД, що підтверджується результатами, наведеними в таблиці 2.

Аналіз таблиці 2 показує, що значення виходів нейрокласифікатора в процесі його тестування відрізняються від виходів НМ-2 на навчальній вибірці (табл. 1), де здійснювалося навчання мережі на прецеденти, що характеризуються 5%-м відхиленням параметрів стану АТД. За значеннями компонентів R_i при цьому можна оцінити інтенсивність дефекту (чим більше інтенсивність дефекту, тим менше відстань до відповідного прецеденту). У разі подвійного дефекту (5-й рядок таблиці 2) значення виходів мережі R_1 і R_2 приблизно однакові, що вказує на рівновіддаленість стану АТД до двох прецедентів (еталонних станів).

Таблиця 2 – Якість роботи нейромережевого класифікатора (НМ-2) для діагностики технічного стану автотракторних двигунів

№ строки	Значення виходів НМ-2			Стан
	R_1	R_2	R_3	
1	0,151	0,711	0,231	Дефект в циліндро-поршневій групі (– 1% $\eta_{\text{вигр}}$)
2 (з шумом)	0,225	0,775	0,357	
3	0,181	0,821	0,351	Дефект в циліндро-поршневої групи (– 3% $\eta_{\text{вигр}}$)
4 (з шумом)	0,317	0,725	0,315	
5	0,51	0,47	0,07	Дефект в циліндро-поршневій групі і термогазодинамічному режимі (– 1% $\eta_{\text{вигр}}$) (– 3% $\eta_{\text{вигр}}$)

Проводилося дослідження залежності ефективності діагностування АТД від числа штатних датчиків (вимірюваних параметрів). Для дослідження цього питання з урахуванням особливостей нейромережевої реалізації процедури діагностування використовувався метод головних компонентів [6]. На основі коваріаційного аналізу даних було встановлено, що серед десяти вимірюваних параметрів в якості головних компонент можна виділити 7 параметрів: ΔP , ΔT_{OP} , ΔG , Δg , ΔC , $\Delta \kappa$, ΔS .

В таблиці 3 наведено результати діагностування стану АТД за допомогою НМ при різному числі використовуваних штатних датчиків (від семи до чотирьох).

Помилка навчання НМ при цьому обчислюється за формулою

$$A_{\text{навч}} = \|R_{\text{ет}} - R\|, \quad (2)$$

де $R_{\text{ет}}$ – вектор еталонних (бажаних) виходів НМ-2;

R – вектор фактичних виходів мережі;

$\|\bullet\|$ – евклідова норма.

Таблиця 3 – Зміна помилки навчання і тестування НМ в залежності від кількості датчиків, встановлених в АТД

Вимірювані параметри	Помилка навчання ($E_{\text{навч}}$)	Помилка тестування ($E_{\text{тест}}$)
ΔP , ΔT_{OP} , ΔG , Δp_M , Δg , $\Delta \psi$, ΔC , $\Delta \kappa$, ΔS , Δp_G , Δi .	0,031	0,0315
ΔP , ΔT_{OP} , ΔG , Δg , ΔC , $\Delta \kappa$, ΔS .	0,017	0,125
ΔP , ΔT_{OP} , ΔG , ΔC , $\Delta \kappa$, ΔS .	0,028	0,165
ΔP , ΔT_{OP} , ΔG , $\Delta \kappa$, ΔS .	0,041	0,201
ΔP , ΔG , $\Delta \kappa$, ΔS .	0,063	0,251

Бажані значення ($R_{\text{ет}}$) і на виходах НМ відповідають значенням R_1 , R_2 , R_3 , (табл. 1), число стовпців навчальної вибірки послідовно зменшувалося від 7 до 4. На рис. 4 показана залежність зміни помилок навчання ($A_{\text{навч}}$) і тестування ($A_{\text{тест}}$) мережі від кількості використовуваних датчиків (входів мережі). Результати аналізу (рис. 4) показують, що якість процесу діагностування АТД погіршується при зменшенні числа датчиків. Разом з тим використання 5-7 штатних датчиків виявляється достатнім для локалізації дефекту з точністю до вузла, так як сумарна квадратична помилка мережі при цьому не перевищує 0,03 на навчальній вибірці

(тобто для еталонних дефектів) і 0,225 на тестовій вибірці (для заздалегідь невідомих дефектів).

З метою порівняльного оцінювання ефективності розробленого нейромережевого методу діагностування проводилося порівняння запропонованого способу вирішення задачі з вирішенням цього завдання на основі методу найменших квадратів. Даний метод заснований на побудові апроксимаційної залежності $R = f(\Delta Y)$, де R – вектор виходів класифікатора (рис. 4), наведених у табл. 3, а ΔY – вектор відхилень параметрів на вході класифікатора.

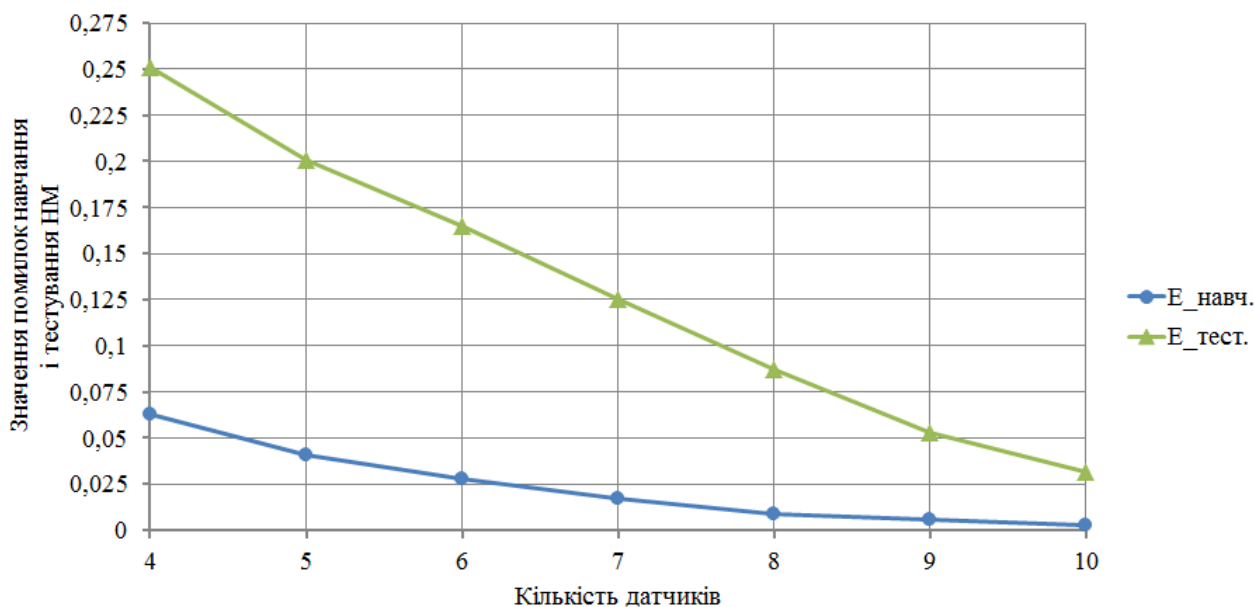


Рис. 4 – Залежність якості навчання і тестування НМ від кількості вимірюваних параметрів АТД

Реалізація алгоритмів в нейромережевому базисі можлива на основі мереж Кохонена (рис. 4), які вважаються самонавчальними (самоорганізуються). Основу навчання таких мереж становить конкуренція між нейронами. У даному випадку мережа Кохонена має 10 входів і 5 виходів $R_1 \dots R_5$ (за кількістю узагальнених класів станів в табл. 1). Вагові коефіцієнти синаптичних зв'язків кожного i -го нейрона вихідного шару НМ Кохонена [7] утворюють вектор

$$w_i = [w_{i1}, w_{i2}, \dots, w_{i10}]^T, \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (3)$$

При активації НМ Кохонена [8] вхідним вектором ΔY в конкурентній боротьбі перемагає той нейрон, ваги якого в найменшій мірі відрізняються від відповідних компонентів вхідного вектора, тобто для нейрона-переможця w_p виконується відношення

$$d(\Delta Y, w_p) = \min d(\Delta Y, w_i), \quad 1 \leq i \leq n. \quad (4)$$

де $d(\Delta Y, w_p)$ – відстань (в сенсі обраної метрики) між векторами ΔY і $w_i = (w_1, w_2, \dots, w_n)^T$;

n – кількість виходів НМ вихідного шару (в даному випадку $n = 5$).

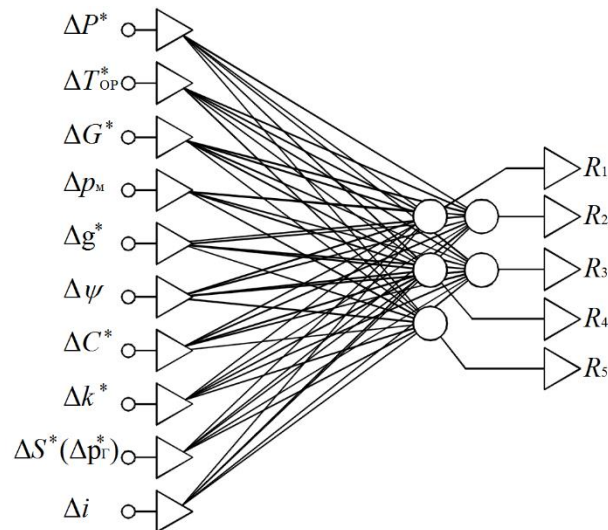


Рис. 5 – Класифікатор на основі НМ Кохонена для діагностики технічного стану автотракторних двигунів при відключенні частини циліндрів

Нейрон-переможець утворює навколо себе деяку топологічну околицю $S_p(k)$ з певною енергетикою, а всі нейрони, що лежать в межах даної околиці, піддаються адаптації, в ході якої їх вектори вагових коефіцієнтів змінюються в напрямку вектора ΔY за правилом [9, 10]

$$w_i(k+1) = w_i(k) + \eta_i(k) [\Delta Y - w_i(k)], \quad (5)$$

де $\eta_i(k)$ – коефіцієнт навчання i -го нейрона з околиці $S_p(k)$ в k -й момент часу. Значення коефіцієнта навчання зменшується зі збільшенням відстані між i -м нейроном і переможцем, а вагові коефіцієнти нейронів, що знаходяться за межами околиці $S_p(k)$, не змінюються.

Метою навчання НМ Кохонена [7] на основі конкуренції нейронів вважається таке впорядкування нейронів (підбір значень їх вагових коефіцієнтів), яке мінімізує значення очікуваного спотворення, оцінюваного похибкою апроксимації вхідного вектора ΔY , значеннями вагових коефіцієнтів нейрона-переможця. При L вхідних векторах $(\Delta Y)_j$, ($j = 1, 2, \dots, L$) і евклідовій метриці ця похибка може бути виражена як

$$E = \frac{1}{L} \sum_{j=1}^L \|(\Delta Y)_j - w_p(j)\|^2, \quad (6)$$

де $w_p(j)$ – вагові коефіцієнти нейрона-переможця при пред'явленні мережі вектора $(\Delta Y)_j$.

Результати процесу навчання НМ Кохонена (після 70-80 циклів навчання) наведені в таблиці 4.

Як видно з таблиці 4, мережа Кохонена самостійно провела кластерний аналіз. Порівняння цих результатів з даними (табл. 1), де наведені еталонні стани двигуна, показує їх повний збіг з класифікацією НМ. Тут 2-й рядок визначає кількість діагностованих станів, віднесених НМ до відповідного класу (із загальної кількості 11 пред'явлених їй станів).

Таблиця 4 – Результати роботи НМ Кохонена для діагностики технічного стану автотракторних двигунів при відключенні частини циліндрів

Виходи мережі	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5
Кількість станів (частоти виграшів)	5	7	1	2	3
Стан	Дефект в циліндро-поршневій групі	Дефект в системі паливоподачі	Справний стан	Дефект герметичності камери згоряння	Дефект в термогазодинамічному режимі

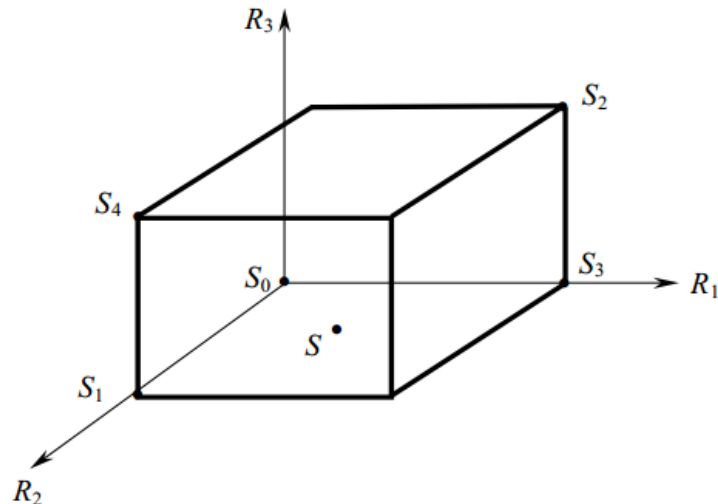
Аналіз результатів тестування класифікатора на основі НМ Кохонена [7] показує, що нейроном-переможцем (для рядків 1, 2, 3, 4) є нейрон, що має вихід R_1 , а це означає, що відповідно до таблиці 1 виявляється дефект в циліндро-поршневій групі. Як і раніше, за числовим значенням на кожному з виходів НМ можна судити про інтенсивність дефекту.

Таблиця 5 – Результати тестування класифікатора для діагностування технічного стану АТД, побудованого на основі НМ Кохонена

№ строки	Значення виходів НМ-2					Стан
	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	
1	0,62	0,091	0,01	0,014	0,1	Дефект в циліндро-поршневій групі
2 (з шумом)	0,73	0,21	0,21	0,17	0,25	
3	0,68	0,175	0,25	0,037	0,17	Дефект в циліндро-поршневій групі
4 (з шумом)	0,77	0,35	0,35	0,179	0,33	
5	0,53	0,51	0,01	0,019	0,01	Дефект в циліндро-поршневій групі і термогазодинамічних параметрів ($-1\% \eta_{кнд}$) ($-3\% \eta_{кнд}$)

Результати тестування невідомих станів АТД за допомогою мережі Кохонена наведені в таблиці 5. За аналогією з розглянутими раніше прикладами якості роботи НМ Кохонена [7] при цьому досліджувалася на тестовій вибірці в умовах без шуму (1-й і 3-й рядки табл. 6), а також в умовах адитивної складової білого шуму ($\sigma=0,01; M=0$), для 1% і 3%-го зміни ККД циліндро-поршневій групі (2-й і 4-й рядки табл. 5). Останній рядок таблиці 6 відповідає подвійному дефекту, що складається в одночасній зміні ККД циліндро-поршневій групі і термогазодинамічних параметрів. У 5-му рядку таблиці 5 – два нейрона-переможця, оскільки максимальні значення сигналів мають місце для виходів R_1 і R_2 . Згідно таблиці 1 НМ Кохонена виявляє при цьому зазначений вище подвійний дефект (зменшення ККД циліндро-поршневій групі і термогазодинамічних параметрів).

Завершальним етапом реалізації FDI-методу для діагностування технічного стану АТД (рис. 1) є прийняття рішення про тип відмови в АТД на основі аналізу числового вектора R . Графічна інтерпретація прийняття рішення для перцептрона і методу найменших квадратів показана на рис. 6, де вершини куба відповідають центрам кластерів (еталонних станів АТД) (табл. 1).



S_0 – центр кластера (прецедент), відповідний справному (еталонному) стану АТД; S_1 – центр кластера, відповідний дефекту циліндро-поршневої групи; S_2 – центр кластера, відповідний дефекту в системі паливоподачі; S_3 – центр кластера, відповідний дефекту в термогазодинамічному режимі; S_4 – центр кластера, відповідний дефекту герметичності камери згоряння

Рис. 6 – Графічна інтерпретація процесу діагностування технічного стану АТД

Фактичний вектор стану автотракторного двигуна S може приймати значення в будь-якій точці всередині даного куба

$$S = (R_1, R_2, R_3)^T, \quad 0 \leq R_i \leq 1. \quad (7)$$

Визначення технічного стану АТД здійснюється за правилом «найближчого сусіда» [8], на підставі якого АТД зараховується до того класу, якому належить його найближчий сусід (або більшість з його найближчих сусідів). Вирішальне правило, на підставі якого здійснюється прийняття рішення (постановка діагнозу) записується наступним чином $S \rightarrow S_p$, якщо

$$\begin{aligned} d(S, S_p) &= \\ &= \sqrt{(S - S_0)^2 + (S - S_1)^2 + (S - S_2)^2 + \\ &+ (S - S_3)^2 + (S - S_4)^2 + \dots + (S - S_n)^2} =, \quad (8) \\ &= \sqrt{\sum_{k=1}^n (S - S_k)^2} \rightarrow \min \end{aligned}$$

де d – відстань до центру найближчого (p -го) кластера (прецеденту). При цьому відстань d обчислюється, наприклад, з використанням евклідової метрики (8).

Розглянемо дану процедуру на прикладі завдання діагностування подвійного дефекту, пов'язаного зі зменшенням ККД циліндро-поршневої групи і термогазодинамічних параметрів на 3%. Величина вектора на виході НМ-2 персеPTRON в даному випадку $R = (0,54; 0,44; 0,02)^T$. Тоді, враховуючи еталонні стани S_0, \dots, S_4 автотракторного двигуна (табл. 1) і використовуючи формулу (8), можна обчислити відстань d від відповідного прецеденту до центрів кластерів

$$d_0(S, S_0) = 0,701; \quad d_3(S, S_3) = 0,657; \quad d_1(S, S_1) = 0,738; \quad d_4(S, S_4) = 1,75;$$

$$d_2(S, S_2) = 1,47.$$

Аналіз результатів дослідження. Аналіз отриманих значень $d_i(S, S_i)$ показує, що результатом рішення даного завдання буде $S \in S_0 \cup S_1 \cup S_3$, тобто пропонується нейронної мережі прецедент приблизно рівновіддалений від наступних станів: справний стан (S_0), дефект в циліндро-поршневій групі (S_1) і дефект в системі паливоподачі (S_2). Таким чином, діагноз мережі – помірний за інтенсивністю дефектів в 2 вузлах автотракторного двигуна (циліндро-поршневій групі і системі паливоподачі).

Висновки. 1. Запропоновані нейромережеві технології для вирішення задач діагностування технічного стану автотракторного двигуна. Вони дозволяють працювати як з реальними даними, отриманими для індивідуального і еталонного (середньостатистичного) автотракторного двигуна, так і з даними, обчисленими за допомогою його математичної моделі, на підставі порівняння яких можна приймати обґрунтовані рішення про характер і місце розташування того чи іншого дефекту. Це дозволяє підвищити функціональну стабільність колісної машини і поліпшити роботу його інтелектуальних бортових систем.

2. Доведено, що для зниження надмірності нейронної мережі необхідно зменшувати число нейронів прихованого шару при заданому рівні помилки навчання мережі. Мінімальне число нейронів прихованого шару для випадку 10 контролюючих штатних датчиків параметри автотракторного двигуна і п'яти класів типових дефектів вузлів АТД може бути знижено до 5-7 при високій якості розпізнавання стану автотракторного двигуна.

3. В якості вхідних сигналів для діагностування автотракторного двигуна виступають напруги, отримані в ШНМ від датчиків, які є штатними в автотракторному двигуні, і додатково вказують на технічний стан автотракторного двигуна.

Список літератури:

1. Patton, R. J. Issues in Fault Diagnosis for Dynamic Systems / R. J. Patton, P. M. Frank, R. N. Clark. – Springer-Verlag, London, 2000. – 536 p.
2. Жернаков С.В. Активная диагностическая экспертная система // Проблемы машиностроения и надежности машин. – М.: РАН. – 2002. – № 1. – С. 92-99.
3. Narendra, K. S. Neural Networks for Control. Theory and Practice // Proceedings of the IEEE, Vol. 84, No 10, 1996, p. 1385 -1405.
4. Молодан А.О. Визначення потужності і роботи вимушених коливань при відключенні циліндрів в двигуні колісної машини / А.О. Молодан // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – Луцьк: Луцький НТУ, 2019.– №2(13). – С. 116-123.
5. Advanced Multivariable Control Systems of Aeroengines // Eds.: Sun Jianguo, V.I. Vasilyev, B.G. Plyasov, Beijing, China, BUAA Press, 2005. – 621 p.
6. Молодан А. А. Наукові основи забезпечення надійності і функціональної стабільності колісних машин в режимі відключення частини циліндрів: дис. ... д-ра. техн. наук: спец. 05.22.20 експлуатація та ремонт засобів транспорту. Харків, ХНАДУ, 2021. – 387 с.
7. Нейронные сети Кохонена. – [Електронний ресурс]. Дата оновлення: 28.01.2016. URL: <https://neuronus.com/theory/nn/955-nejronnye-seti-kokhonena.html> (дата звернення 01.05.2018).
8. Применение нейронных сетей для задач классификации. – [Електронний ресурс]. Дата оновлення: 18.05.2017. URL: <https://basegroup.ru/community/articles/classification> (дата звернення 08.05.2018).
9. Нейрокомпьютеры в авиации (самолеты) / под ред. В.И. Васильева, Б.Г. Ильясова, С.Т. Кусимова. – М.: Радиотехника, 2004. – 496 с.

References (transliterated)

1. Patton, R. J. Issues in Fault Diagnosis for Dynamic Systems / R. J. Patton, P. M. Frank, R. N. Clark. – Springer-Verlag, London, 2000. – 536 p.
2. Zhernakov S.V. Aktivnaya diagnosticheskaya e`kspertnaya sistema // Problemy` mashinostroeniya i nadezhnosti mashin. – М.: RAN. – 2002. – № 1. – P.P. 92-99.

3. Narendra, K. S. Neural Networks for Control. Theory and Practice // Proceedings of the IEEE, Vol. 84, No 10, 1996, P.P. 1385 -1405.
4. Molodan A.O. Vyznachennia potuzhnosti i roboty vymushenykh kolyvan pry vidkliuchenni tsylindriv v dvyhuni kolisnoi mashyny / A.O. Molodan // Suchasni tekhnologii v mashynobuduvanni ta transporti. – Lutsk: Lutskyy NTU, 2019.– №2(13). – P.P. 116-123.
5. Advanced Multivariable Control Systems of Aeroengines // Eds.: Sun Jianguo, V.I. Vasilyev, B.G. Ilyasov, Beijing, China, BUAA Press, 2005. – 621 p.
6. 6. Molodan A. O. Naukovi osnovy zabezpechennia nadiinosti i funktsionalnoi stabilnosti kolisnykh mashyn v rezhymy vidkliuchennia chastyny tsylindriv: dys. ... d-ra. tekhn. nauk: spets. 05.22.20 ekspluatatsiia ta remont zasobiv transportu. Kharkiv, KhNADU, 2021. – 387 p.
7. Nejronnye seti Kohonena. – [Electronic resource]. Update date: 28.01.2016. URL: <https://neuronus.com/theory/nn/955-nejronnye-seti-kokhonena.html> (date of request 01.05.2018).
8. Primenenie nejronnyh setej dlya zadach klassifikatsii. – [Electronic resource]. Update date: 18.05.2017. URL: <https://basegroup.ru/community/articles/classification> (date of request 08.05.2018).
9. Nejrokompyutery v aviatsii (samolety) / pod red. V.I. Vasil'eva, B.G. Il'yasova, S.T. Kusimova. – M.: Radiotekhnika, 2004. – 496 p.

Надійшла (received) 04.10.2021 р.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Молодан Андрій Олександрович (Молодан Андрей Александрович, Molodan Andrii) – доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0017-740X>; e-mail: tmirm@ukr.net

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

Потапов Микола Миколайович (Потапов Николай Николаевич, Potapov Mykola) – кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1504-0825>; e-mail: potapovnik1983@gmail.com

Тарасов Юрій Володимирович (Тарасов Юрий Владимирович, Tarasov Yurii) – доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4562-7838>; e-mail: yuriy.ledd@gmail.com

Полтавський Микола Володимирович (Полтавский Николай Владимирович, Poltavskiy Mykola) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/000-0003-3985-1585>; e-mail: poltavskiynik@ukr.net

О.Ю. РЕБРОВ, Б.И. КАЛЬЧЕНКО, М.Є. ЯКУНІН, О.М. РЕБРОВА, О.В. АРТЮШЕНКО

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЯГОВО-ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТРАКТОРІВ НА ОСНОВІ ПОЛЬОВИХ ВИПРОБУВАЛЬНИХ ЦИКЛІВ POWERMIX

В роботі наведена математична модель для визначення тягово-динамічних показників тракторів з використанням польових випробувальних циклів PowerMix. Запропонований план імітаційного експерименту, який враховує розподіл річного обсягу весняних та літньо-осінніх робіт трактора за типовими сільськогосподарськими операціями, а також розроблена методика наведення результатів імітаційного моделювання до показників базового трактора потужністю 100 кВт, що дає змогу порівнювати трактори довільних схемних рішень і потужності. В якості прикладу наведені результати моделювання показників трактора New Holland T6.180.

Ключові слова: трактор, PowerMix, математична модель, імітаційний експеримент

А.Ю. РЕБРОВ, Б.И. КАЛЬЧЕНКО, М.Е. ЯКУНИН, Е.М. РЕБРОВА, А.В. АРТЮШЕНКО

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАКТОРОВ НА ОСНОВЕ ПОЛЕВЫХ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ ЦИКЛОВ POWERMIX

В работе представлена математическая модель для определения тягово-динамических показателей тракторов с использованием полевых испытательных циклов PowerMix. Предложен план имитационного эксперимента, учитывающий распределение годового объема весенних и летне-осенних работ трактора по типовым сельскохозяйственным операциям, а также разработана методика приведения результатов имитационного моделирования к показателям базового трактора мощностью 100 кВт, что позволяет сравнивать тракторы произвольных схем. В качестве примера приведены результаты моделирования характеристик трактора New Holland T6.180.

Ключевые слова: трактор, PowerMix, математическая модель, имитационный эксперимент

O. REBROV, B. KALCHENKO, M. YAKUNIN, O. REBROVA, O. ARTIUSHENKO

SIMULATION MODELING OF TRACTION AND DYNAMIC INDICATORS OF TRACTORS ON THE BASIS OF POWERMIX FIELD CYCLES TEST

The paper presents a mathematical model for determining the traction and dynamic performance of tractors using PowerMix field test cycles. The mathematical model was successfully tested, during which a set of traction-dynamic parameters of a wheeled tractor with the maximum discrepancy on individual indicators relative to experimental data, which is -8.4... + 7.9%. A plan of a simulation experiment is proposed, which takes into account the distribution of the annual volume of spring and summer-autumn tractor work by typical agricultural operations, and includes loading traction cycles with power take-off through PTO and hydraulic system of the tractor. To assess the efficiency of tractors based on a set of traction-dynamic indicators obtained from field PowerMix test cycles, developed a method of bringing the simulation results to the performance of the base tractor with a capacity of 100 kW, which corresponds to the basic cycles PowerMix. The technique makes it possible to compare tractors of arbitrary design solutions and power. As an example, the results of modeling the traction and dynamic performance of the New Holland T6.180 tractor on PowerMix field test cycles determined the average values of productivity and per hectare of fuel consumption plowed by the base tractor, which are 1,239 ha / h and 14.58 kg / ha, respectively.

Key words: tractor, PowerMix, mathematical model, simulation experiment

Вступ. В Україні сконцентровані суттєві запаси родючих чорноземів, а ступінь розораності сільськогосподарських угідь по окремих регіонах держави становить 70% і більше. Разом з цим, ефективність сільськогосподарського виробництва поступається Європейським країнам і США. На ефективність сільськогосподарського виробництва впливають групи технологічних, ґрунто-кліматичних та технічних факторів, що мають різні природу і походження. Основний

вплив мають технічні фактори, що включають, головним чином, конструктивні та компоновальні параметри, які забезпечують виконання трактором основного призначення – виконувати технологічні процеси в сільськогосподарському виробництві.

Проблематика підвищення ефективності тракторів у сільськогосподарському виробництві та збереження потенціалу ґрунтів та їх родючості може бути розв'язана за умови підвищення загального технічного рівня трактора. При цьому розглядати трактор, як тяговий або тягово-енергетичний засіб, необхідно тільки в агрегаті з сільськогосподарським знаряддям.

З огляду на змінний в часі характер дії зовнішніх навантаж на трактор та накопичений досвід закордонних фахівців у сфері тягово-динамічних випробувань тракторів при несталих навантагах, доцільно його імплементувати, у тому числі, й при імітаційному моделюванні.

Перспективним у цьому напрямку бачиться застосування методики випробувань за процедурою PowerMix, що містить ряд польових випробувальних циклів, які адаптовані під широкий спектр сільськогосподарських тягових і тягово-приводних операцій та імітують роботу трактора зі змінним навантаженням. Оскільки навантаги за циклами PowerMix відображають типові сільськогосподарські операції, вони можуть бути використані для пошуку перспективних технічних рішень з підвищення ефективності тракторів при несталих навантагах.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Основним елементом, який визначає ефективність функціонування трактора, безперечно, є його двигун. За оцінками закордонних дослідників середня завантаженість тракторного двигуна за потужністю при виконанні комплексу річного обсягу робіт за різними даними складає від 55-60% [1] до 65% [2]. Згідно моделі експлуатації колісного трактора [3], завантаження за потужністю в середньому складає близько 52%, що є наслідком великої частки роботи тракторного двигуна на режимі холостого ходу без навантаги (15,4%).

Сільськогосподарські трактори проходять випробування відповідно до протоколу OECD (Organization for Economic Co-operation and Development – Організація економічного співробітництва і розвитку) для офіційних випробувань сільськогосподарських і лісогосподарських тракторів. Методика випробувань прописана в протоколі OECD Code 2 [4], яку використовують у випробувальних лабораторіях в штату Небраска (NTTL – Nebraska Tractor Test Laboratory, США) [5] та Німецького сільськогосподарського товариства (DLG – Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft) [6]. З огляду на різноманітність зовнішнього навантаження тракторних двигунів, науковці тракторної випробувальної лабораторії NTTL [7] наводять типове розташування п'яти областей основних режимів роботи тракторних двигунів на універсальній характеристиці (рис. 1), а також часткові режими #1...#5, в яких здійснюється випробування тракторних двигунів, відповідно до OECD Code 2.

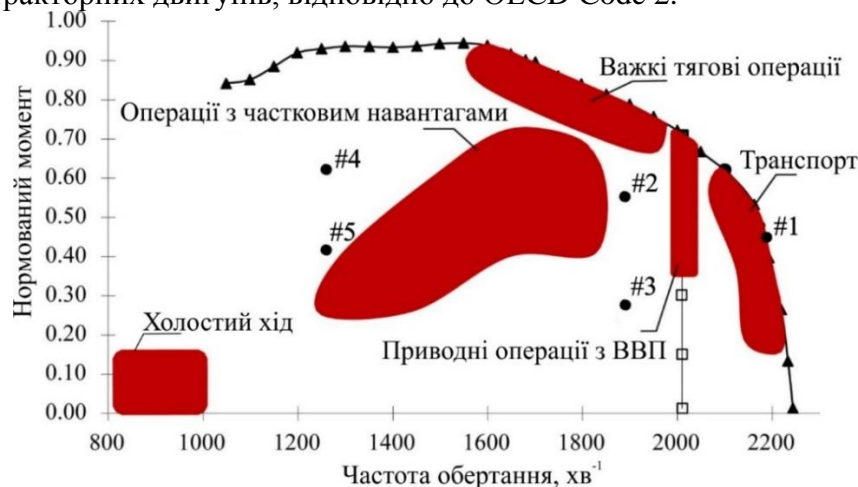


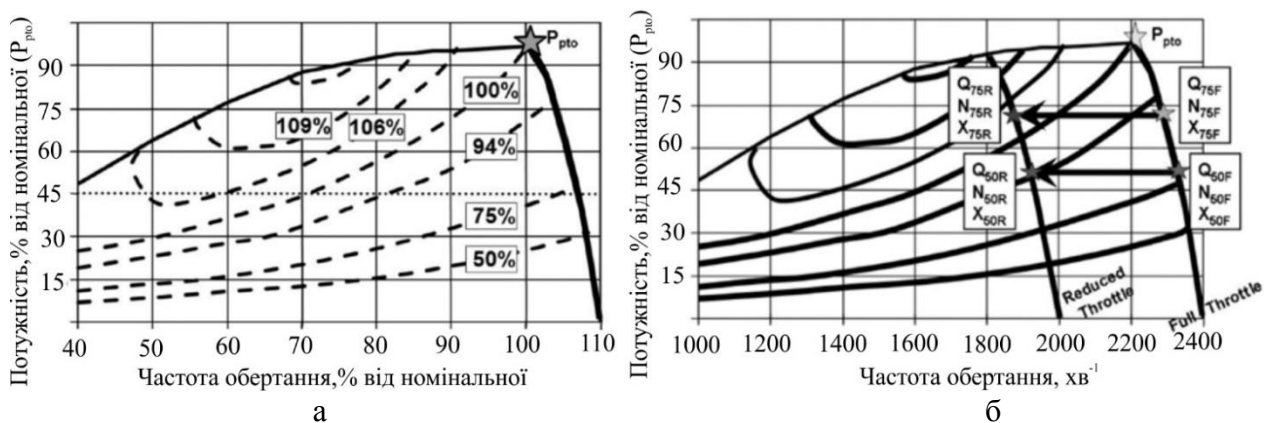
Рис. 1 – Теоретичний розподіл режимів роботи тракторних двигунів
Необхідно відмітити, що на різних технологічних операціях режими роботи тракторного

двигуна суттєво відрізняються енергетичною віддачею та паливною економічністю. Відповідно даних [3], розподіл режимів роботи тракторного двигуна має суттєву нерівномірність, як по енергетичній віддачі, так і по тривалості роботи по окремих ділянках. Тобто, ймовірність роботи двигуна на окремих ділянках універсальної характеристики може суттєво відрізнятись.

Згідно методики OECD Code 2 [4], випробування двигуна здійснюються через вал відбору потужності (ВВП) трактора, а протоколи випробувань NTTL і DLG спираються на номінальну потужність двигуна, отриману на ВВП (рис. 2).

За оцінкою NTTL [7] економічність тракторних дизельних двигунів за останні 50 років підвищилась на 19,7-23,4%, а найвища економічність спостерігається в полі режимів універсальної характеристики [8, 9], що відповідають частотам обертання, близьким до режиму максимального ефективного моменту [10] (рис. 2, а).

Для забезпечення повторюваності тягово-динамічних випробувань NTTL і DLG після отримання показників двигуна через ВВП проводять випробування на сухому бетонному треку. Методики випробувань лабораторій NTTL і DLG відрізняються. В США згідно протоколу OECD Code 2 проводять випробування з тяговим зусиллям на 50%, 75% і 100% від максимального [11] на зовнішній характеристиці та часткових режимах (рис. 2, б). Тому в процедурі випробувань передбачена робота трактора на різних передачах для ступінчастих механічних трансмісій або з різними фіксованими швидкостями руху для безступінчастих. Оскільки часткові режими роботи двигуна мають вищу економічність, тому в роботі [10] звертають увагу на прийом, який полягає в переключенні на підвищену передачу при одночасному переході на часткову характеристику. Такий прийом отримав назву GUTD (Gear Up and Throttle Down). Опрацювання протоколів випробувань в лабораторії NTTL [10] показало, що для колісних тракторів 4K4a (MFWD) з потужністю 40-160 к.с. при виключеному передньому мості застосування прийому GUTD знижує витрату палива на 17,9-20,1%, а при включенні на 16,4-17,2%, що пояснюється зниженням швидкості колінчастого валу двигуна на 20-30%. Для колісних тракторів 4K46 (4WD) та гусеничних з потужністю понад 80 к.с. прийом GUTD зменшує витрату палива на 17,0-27,6% при зниженні швидкості колінчастого валу на 26-43%.



а – відносна паливна економічність [10]; б – режими випробувань тракторів у лабораторії NTTL [11]

Рис. 2 – Режими роботи і паливна економічність двигуна при випробуваннях відповідно до OECD Code 2

Враховуючи високу ефективність прийому GUTD для підвищення ефективності трактора за рахунок раціонально обраних режимів роботи двигуна, постає питання побудови його

універсальної характеристики. Методика розрахунку питомої витрати палива двигуном за універсальною характеристикою [8, 9] доволі проста, оскільки для розрахунку потрібно лише п'ять констант показників двигуна. Разом з цим, вона має недолік, який полягає у значному спрощенні розрахунку, що відбивається на низькій точності розрахунку, особливо при невеликих навантагах. В публікаціях досліджень H.D. Harris [12] та R.D. Grisso зі співавторами [11, 13] розроблено методику розрахунку витрати палива дизельним двигуном на часткових режимах, спираючись на дані випробувань NTTL. Так, в [11] погодинна витрата палива визначається залежністю:

$$G_t = (a \cdot \varepsilon_{N_{pto}} + b) \cdot (1 - (\varepsilon_{\omega} - 1) \cdot (c \cdot \varepsilon_{N_{pto}} - d)) \cdot N_{pto},$$

N_{pto} , $\varepsilon_{N_{pto}}$, ε_{ω} , – номінальна потужність на ВВП, ступінь завантаження тракторного двигуна за потужністю відносно номінальної на ВВП, ступінь завантаження двигуна за частотою обертання, відповідно;

$a...d$ – постійні коефіцієнти, які розраховуються з використанням режимів OECD Code 2 (рис. 2, б) в лабораторії NTTL [11].

За своєю суттю наведена залежність є універсальною характеристикою погодинної витрати палива двигуном при відборі потужності через ВВП. Автори [11] наводять її застосування для визначення паливної економічності трактора при виконанні комплексу технологічних операцій при різному завантаженні двигуна та використанні прийому GUTD. За оцінкою [11] економія палива може становити 10% при зменшенні частоти обертання двигуна на 20% від номінальної. Дані протоколів випробувань в лабораторії NTTL [5] дають повну інформацію для побудови універсальної характеристики витрати палива двигуном. Тому їх доцільно використовувати для визначення ефективності тракторів при виконанні різних технологічних операцій. Ефективним заходом підвищення паливної економічності трактора може бути прийнятий прийом GUTD [10].

На відміну від NTTL, протоколи випробувань DLG [6] за процедурою PowerMix містять повні дані щодо зовнішньої швидкісної характеристики двигуна, а також результати замірів на часткових режимах #1...#5 (рис. 1), згідно OECD Code 2 [4]. В деяких протоколах випробувань DLG також міститься інформація щодо прийому GUTD стосовно переходу на більш економічні режими роботи двигуна при однаковій потужності #1→#2 та #3→#5 (рис. 1), що дає змогу отримати економію палива в межах 3-7% та 10-19%, відповідно.

Також слід відзначити, що апроксимація витрати палива за методикою [8, 9] може бути суттєво уточнена відповідно до даних на режимах #1...#5 (рис. 1) (або інших) з використанням методики, наведеної в роботах [14, 15].

Для тракторів John Deere 8295R з трансмісіями Powershift та CVT (Continuously Variable Transmission) доведено [16], що прийом GUTD більш ефективний для трансмісії Powershift у порівнянні з CVT в автоматичному режимі при навантагах в межах 37-52% від максимальної. Натомість, трактор з CVT при роботі двигуна за зовнішньою характеристикою ефективніше при навантагах до 76-81% від максимальної. Автори [16] відмічають, що робота двигуна трактора з Powershift при проведенні експериментів та застосуванні прийому GUTD здійснювалась при фіксованій подачі палива, а у трактора з CVT подача палива варіювалась. Застосування прийому GUTD для двигуна потужністю 187 кВт забезпечувало зменшення витрати палива до 2,0 кг/год, що становить близько 4,7% від номінальної погодинної витрати палива у порівнянні з CVT та 3,0-3,5 кг/год (7,1-8,3%) для CVT у порівнянні з Powershift при роботі за зовнішньою характеристикою [16]. Для визначення ефективності та доцільності застосування прийому GUTD в процедурі OECD Code 2 передбачено переключення на дві вищі передачі. Таким чином, можна відмітити, що наявні резерви підвищення економічності тракторного двигуна за рахунок раціонального вибору режимів його роботи та робочої передачі руху.

Процедура випробувань DLG, на відміну від NTTL, передбачає змінний в часі динамічний характер зовнішньої навантаги на трактор. При цьому застосовуються 12 польових і 4 транспортні цикли [6]. Польові випробувальні цикли імітують широкий спектр сільськогосподарських технологічних тягових і тягово-приводних операцій [17] та передбачають повне й часткове завантаження трактора за потужністю. Оскільки навантаги за польовими циклами PowerMix охоплюють типові сільськогосподарські операції, їх можна використовувати для визначення доцільних заходів з підвищення економічності і ефективності тракторів при несталих зовнішніх навантагах. Слід відзначити, що комплекс випробувальних циклів PowerMix можна розцінювати як модель експлуатації трактора [18] при заздалегідь відомому розподілі типових операцій в річному обсязі робіт. Така модель дає змогу аналізувати при несталих навантагах не тільки економічність двигуна [3], а й трактора в цілому, враховуючи його агрегування відповідними сільськогосподарськими знаряддями. Однак, найбільш зрозумілими для сприйняття та порівняння тракторів різних схемних рішень та обладнаних двигунами різної потужності можуть бути показники наведеної продуктивності та витрати палива, що отримані на основі випробувальних польових циклів PowerMix, які враховують широкий спектр сільськогосподарських операцій в річному обсязі робіт.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є формування динамічної імітаційної моделі тягово-динамічних випробувань колісного трактора на основі польових випробувальних циклів PowerMix та розробка методики наведення отриманих за імітаційною моделлю показників для реалізації об'єктивного порівняння тракторів різних схемних рішень та потужності.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- сформулювати модель тягово-динамічних випробувань трактора, що базується на польових випробувальних циклах PowerMix;
- запропонувати план імітаційного експерименту на основі польових випробувальних циклів PowerMix, що враховує розподіл річного обсягу весняних та літньо-осінніх робіт трактора за типовими сільськогосподарськими операціями, та включає навантажувальні тягові, тягово-приводні цикли та цикли з відбором потужності через гідравлічну систему трактора;
- для оцінки ефективності тракторів на основі комплексу тягово-динамічних показників, отриманих за польовими випробувальними циклами PowerMix, запровадити відповідні наведені показники, які дають змогу порівнювати трактори різних схемних рішень, комплектації різними типорозмірами шин та обладнаних двигунами різної потужності.

Імітаційне моделювання тягово-динамічних показників тракторів на основі польових випробувальних циклів PowerMix. Для імітаційного моделювання тягово-динамічних показників колісних тракторів трансмісію доцільно представити у вигляді наведеної схеми крутильних коливань з двома ведучими мостами. При цьому, в процесі реалізації моделі автоматично будуть визначатися коефіцієнти буксування ведучих коліс мостів з ґрунтом, залежно від розподілу потоків потужності в приводах і радіальних навантаг на мости. В роботі пропонується розглянути схему з приведеними до колінчастого валу двигуна параметрами. Тоді система диференціальних рівнянь з урахуванням [19], прийме вигляд:

$$\begin{aligned}
 J \cdot \dot{\varepsilon}_\omega \cdot \omega_{\text{НОМ}} &= \left(M_{\text{НОРМ}} + \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\omega}{k_x - 1} \right) \cdot M_{\text{НОМ}} - C_1 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\varepsilon_\varphi - \varepsilon_{\varphi 1}) - \\
 &- C_2 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\varepsilon_\varphi - \varepsilon_{\varphi 2}) - K_1 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\dot{\varepsilon}_\varphi - \dot{\varepsilon}_{\varphi 1}) - K_2 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\dot{\varepsilon}_\varphi - \dot{\varepsilon}_{\varphi 2}); \\
 J_1 \cdot \dot{\varepsilon}_{\omega 1} \cdot \omega_{\text{НОМ}} &= C_1 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\varepsilon_\varphi - \varepsilon_{\varphi 1}) + K_1 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\dot{\varepsilon}_\varphi - \dot{\varepsilon}_{\varphi 1}) - M_{c1}; \\
 J_2 \cdot \dot{\varepsilon}_{\omega 2} \cdot \omega_{\text{НОМ}} &= C_2 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\varepsilon_\varphi - \varepsilon_{\varphi 2}) + K_2 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\dot{\varepsilon}_\varphi - \dot{\varepsilon}_{\varphi 2}) - M_{c2},
 \end{aligned} \tag{1}$$

де $J, J_1, J_2, C_1, C_2, K_1, K_2$ – приведені моменти інерції, жорсткості та коефіцієнти демпфування приводів переднього та заднього мостів, відповідно;

$\varepsilon_\varphi, \varepsilon_{\varphi 1}, \varepsilon_{\varphi 2}, \dot{\varepsilon}_\varphi, \dot{\varepsilon}_{\varphi 1}, \dot{\varepsilon}_{\varphi 2}$, – відносні кути повороту та кутові швидкості махових мас двигуна, переднього та заднього мостів трактора, відповідно:

$$\varepsilon_\varphi = \frac{\varphi}{\omega_{\text{НОМ}}}; \quad \varepsilon_{\varphi 1} = \frac{\varphi_1}{\omega_{\text{НОМ}}}; \quad \varepsilon_{\varphi 2} = \frac{\varphi_2}{\omega_{\text{НОМ}}}; \quad (2)$$

$$\varepsilon_\omega = \dot{\varepsilon}_\varphi = \frac{\dot{\varphi}}{\omega_{\text{НОМ}}} = \frac{\omega}{\omega_{\text{НОМ}}}; \quad \varepsilon_{\omega 1} = \dot{\varepsilon}_{\varphi 1} = \frac{\dot{\varphi}_1}{\omega_{\text{НОМ}}} = \frac{\omega_1}{\omega_{\text{НОМ}}}; \quad \varepsilon_{\omega 2} = \dot{\varepsilon}_{\varphi 2} = \frac{\dot{\varphi}_2}{\omega_{\text{НОМ}}} = \frac{\omega_2}{\omega_{\text{НОМ}}}, \quad (3)$$

де $\varphi, \varphi_1, \varphi_2, \omega, \omega_1, \omega_2$ – кути повороту та кутові швидкості махових мас двигуна, переднього та заднього мостів трактора, відповідно;

M_{c1}, M_{c2} – приведені до колінчастого валу моменти опору руху переднього та заднього мостів трактора, відповідно.

Приведені моменти інерції мас, що рухаються поступально та обертально:

$$J_1 = \frac{m_1 \cdot r_{c1}^2 \cdot u_v^2}{u_2^2} \cdot \delta_v; \quad J_2 = \frac{m_2 \cdot r_{c2}^2}{u_2^2} \cdot \delta_v, \quad (4)$$

де m_1, m_2 – маса, що приходиться на передній та задній мости трактора;

δ_v – коефіцієнт обертальних мас трансмісії і коліс, $\delta_v = 1, 1, \dots, 1, 15$;

u_v – внутрішнє передавальне число міжосьового приводу.

Для уніфікації математичної моделі та можливості її використання для визначення показників тягової динаміки для різних тракторів приведені жорсткості валопроводу в приводах ведучих мостів пропонується визначати за умови, що розподіл крутного моменту пропорційний внутрішньому передавальному числу приводу та номінальному моменту двигуна:

$$C_1 = \frac{1}{u_v + 1} \cdot M_{\text{НОМ}} \cdot k_\varphi; \quad C_2 = \frac{u_v}{u_v + 1} \cdot M_{\text{НОМ}} \cdot k_\varphi, \quad (5)$$

де k_φ – постійний коефіцієнт.

Моменти опору руху:

$$M_{c1} = \frac{2 \cdot P_{k1} \cdot r_{k1} \cdot u_v}{\eta_{\text{тп1}} \cdot u_2}; \quad M_{c2} = \frac{2 \cdot P_{k2} \cdot r_{k2}}{\eta_{\text{тп2}} \cdot u_2}, \quad (6)$$

де P_{k1}, P_{k2} – динамічна дотична сила тяги колеса.

Таким чином, математична модель трансмісії (1)-(6) є уніфікованою і може використовуватись для імітаційного моделювання тягової динаміки будь-яких колісних тракторів. Для імітаційного моделювання тягово-динамічних випробувань колісного трактора при виконанні сільськогосподарських технологічних операцій може бути прийнята плоска розрахункова схема, відповідно до загально прийнятих допущень (рис. 3).

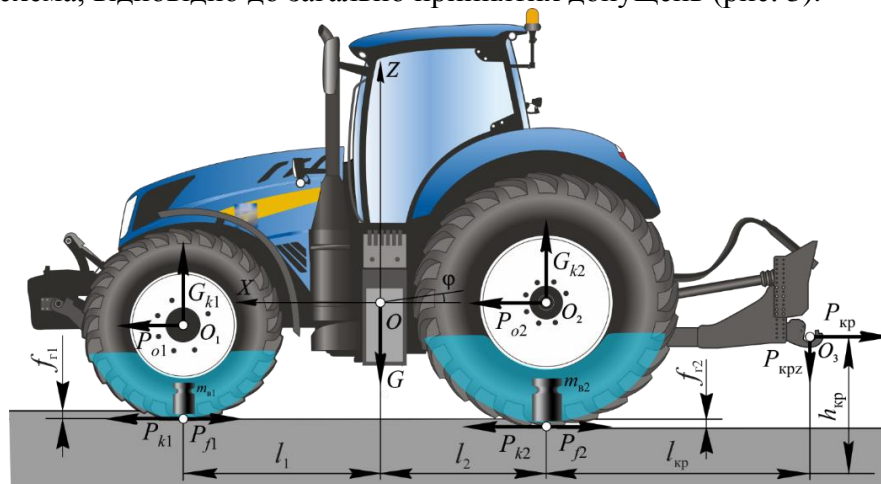


Рис. 3 – Розрахункова схема трактора

Вихідні дані щодо компоновальних розмірів трактора, розподілу маси в статичному положенні, типорозмірів шин і координат точок O_1 - O_3 можна знайти в протоколах випробувань NTTL [5] або DLG за процедурою PowerMix [6]. Для ступеневих коробок передач (Powershift) також можна визначити передавальне число трансмісії.

Система диференційних рівнянь руху остова трактора має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{m \cdot \ddot{x}}{2} &= P_{o1} + P_{o2} - \frac{P_{кр}}{2}; & \frac{m \cdot \ddot{z}}{2} &= G_{k1} + G_{k2} - \frac{m \cdot g}{2} - \frac{P_{крз}}{2}; \\ \frac{J_o \cdot \ddot{\varphi}_o}{2} &= -G_{k1} \cdot (x_{o1} - x) - G_{k2} \cdot (x_{o2} - x) + \frac{P_{крз}}{2} \cdot (x_{o3} - x) - \\ &- P_{o1} \cdot (z_{o1} - z) - P_{o2} \cdot (z_{o2} - z) - \frac{P_{кр}}{2} \cdot (z_{o3} - z), \end{aligned} \quad (7)$$

де x, z, φ_o – узагальнені координати;

P_{o1}, P_{o2} – сили, що штовхають остов трактора вперед;

G_{k1}, G_{k2} – радіальні навантаги на шини;

$P_{кр}, P_{крз}$ – горизонтальна та вертикальна складові сили тяги на гаку;

$x_{o1}, x_{o2}, x_{o3}, z_{o1}, z_{o2}, z_{o3}$ – горизонтальні і вертикальні координати точок O_1 - O_3 остова трактора в обраній системі відліку.

Для реалізації системи диференційних рівнянь встановлені взаємозв'язки між координатами точок O_1 - O_3 остова трактора та узагальненими координатами:

$$\begin{aligned} x_{oi} &= x - \rho_{oi} \cdot \cos(\varphi_o + \lambda_{oi}); \\ z_{oi} &= z + \rho_{oi} \cdot \sin(\varphi_o + \lambda_{oi}), \end{aligned} \quad (8)$$

де ρ_{oi}, λ_{oi} – радіуси-вектори і кути точок O_1 - O_3 остова трактора у полярній системі координат з центром в точці O .

Тоді радіальний прогин шин можна визначити наступним чином:

$$\begin{aligned} f_{ш1} &= D_1 / 2 + z_{G1} - z_{o1}; \\ f_{ш2} &= D_2 / 2 + z_{G2} - z_{o2}, \end{aligned} \quad (9)$$

де z_{G1}, z_{G2} – вертикальні координати рівня ґрунту в обраній системі відліку, які у загальному випадку є функціями пройденого шляху.

У випадку вивішування або відриву колеса від опорної поверхні деформація шини обертається на нуль. Тому, для врахування такого явища обов'язково повинна виконуватись умова:

$$f_{ш1} \geq 0; \quad f_{ш2} \geq 0. \quad (10)$$

Для визначення сил P_{oi} , що штовхають остов трактора вперед, необхідно знати дотичні сили тяги P_{ki} та сили опору коченню P_{fi} , оскільки:

$$P_{oi} = P_{ki} - P_{fi}. \quad (11)$$

Сила опору коченню P_{fi} визначається за величиною пресування ґрунту $h_{ГГ}$ [20, 21]. Оскільки $h_{ГГ}$ необхідно вирішувати на кожному кроці інтегрування, то глибина колії визначалась спочатку для зовнішнього діаметра шини, а після – для діаметра наведеного еквівалентного еластичного колеса.

Буксування коліс трактора визначається залежністю:

$$\delta_i = 1 - \frac{V}{V_{Ti}} = \frac{V}{\omega_{ki} \cdot r_{ki}}, \quad (12)$$

де V, V_{Ti} – дійсна швидкість трактора і теоретичні швидкості коліс;

ω_{ki} – кутові швидкості коліс трактора:

$$\omega_{k1} = \varepsilon_{\omega1} \cdot \omega_{ном} \cdot u_v / u_2; \quad \omega_{k2} = \varepsilon_{\omega2} \cdot \omega_{ном} / u_2. \quad (13)$$

Пружна складова радіальної навантаги на шину визначається універсальною характеристикою тракторної шини [20, 21]. Дисипативна складова радіальної навантаги визначається залежністю:

$$G_{k_{yi}} = K_{ши} \cdot \dot{f}_{ши}, \quad (14)$$

де $K_{ши}$ – коефіцієнти демпфування шин:

$$K_{ши} = \psi_{ши} \cdot \sqrt{C_{ши} \cdot G_{ki}}, \quad (15)$$

де $\psi_{ши}$ – відносні коефіцієнти затухання шин.

Невідомим фактором зовнішнього збурення трактора є сила тяги на гаку. Оскільки показники ефективності при тягово-динамічних випробуваннях, за якими світові виробники тракторів позиціонують свою продукцію, насамперед, за паливною економічністю, містяться в протоколах випробувань DLG, в рамках даної роботи в якості основи використана методика тестової процедури PowerMix [6].

Тестова процедура PowerMix передбачає 12 циклів випробувань трактора на польових сільськогосподарських операціях при змінному у часі зовнішньому навантаженні. Випробування складаються з тягових циклів – оранки та культивуації; тягово-приводних циклів з відбором потужності через вал відбору потужності (ВВП) – фрезерування роторною фрезой і ворошіння сіна, тягово-приводні цикли з відбором потужності через ВВП та гідравлічну систему – розкидання гною і тюкування сіна (табл. 1).

Таблиця 1 – Цикли випробувань PowerMix для імітації польових операцій

Тип навантаження	Цикл, навантага	V, км/год	Частота обертання хвостовика ВВП, хв ⁻¹	Умови проведення випробувань
Тягове	Оранка 100% Z1P	9		Зниження середньої швидкості не більше 2,5 км/год (окрім циклу Z1P).
	Оранка 60% Z2P	9		
	Культивуація 100% Z1G	12		
	Культивуація 60% Z2G	12		
Тягово-приводне	Фрезерування 100% Z3K	6	900	Зниження середньої швидкості не більше 2,5 км/год та середньої частоти обертання хвостовика ВВП не більше 7,5%.
	Фрезерування 70% Z4K	6	900	
	Фрезерування 40% Z5K	6	900	
	Ворошіння 100% Z3M	16	900	
	Ворошіння 70% Z4M	16	900	
	Ворошіння 40% Z5M	16	900	
Тягово-приводне, гідравлічне	Розкидання гною Z6MS	7	1000	
	Тюкування сіна Z7PR	10	1000	

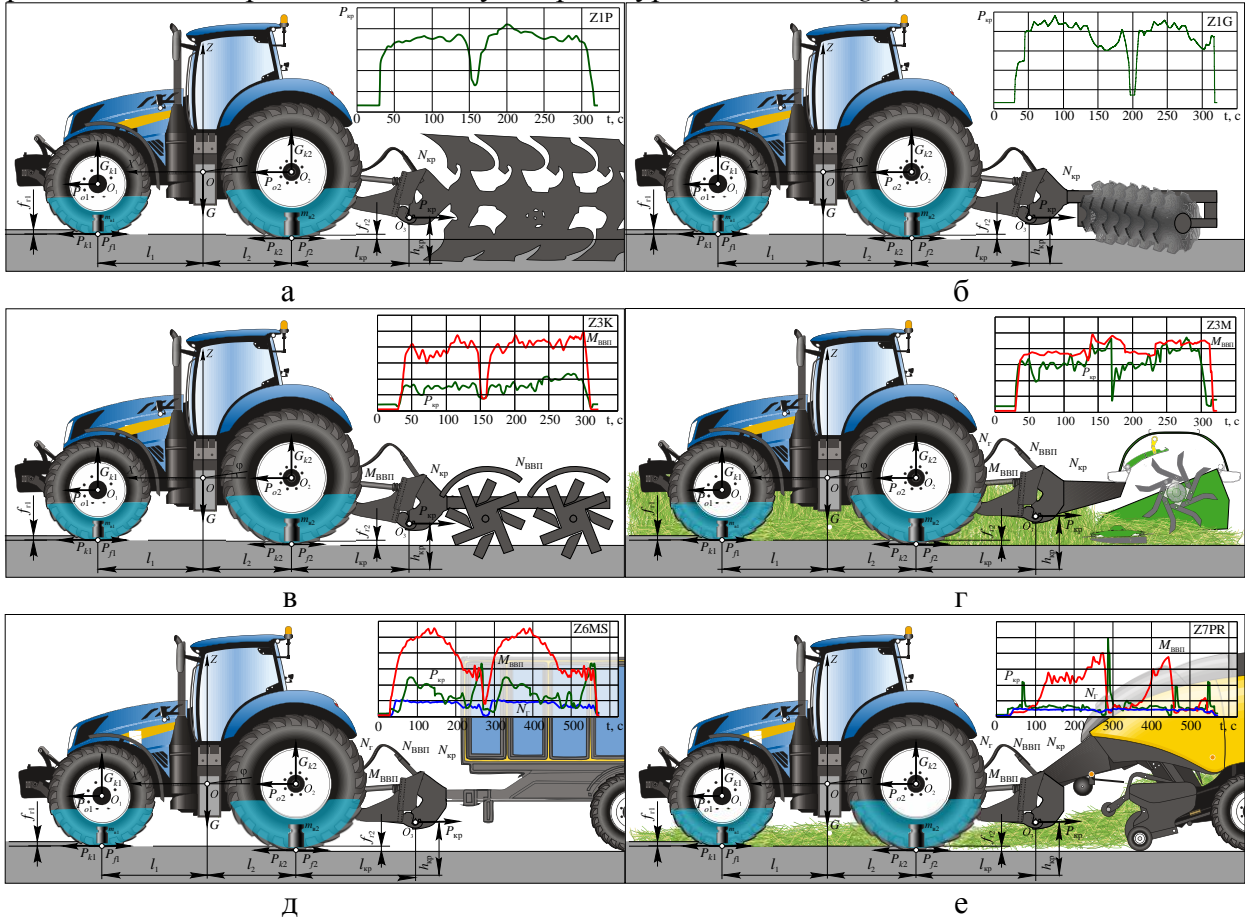
Розрахункові схеми машино-тракторних агрегатів при виконанні технологічних процесів за базовими випробувальними циклами PowerMix, а також загальний вигляд циклограм навантаг наведений на рис. 4.

Масштабування випробувальних циклів за навантагою здійснюється відповідно до номінальної потужності тракторного двигуна та навантаги циклу, згідно табл. 1.

Також закордонними дослідниками наведена таблиця, яка ставить у відповідність широкий спектр технологічних операцій випробувальним циклам [17]. Таким чином, використовуючи напрацювання німецьких інженерів та науковців, з'являється змога використовувати більш вузький набір з дванадцяти випробувальних циклів для імітаційних випробувань широкого спектру технологічних операцій.

Частка кожної операції в загальному обсязі робіт визначалась за даними щорічних статистичних звітів України. Оскільки роботи з переліку [17] виконуються в літньо-осінній та весняний періоди, був складений план імітаційного експерименту на основі польових циклів PowerMix з урахуванням ґрунто-кліматичних умов і розподілу сільськогосподарських операцій в річному обсязі робіт (табл. 2).

План імітаційного моделювання включає 18 циклів. Вихідними даними можуть бути протоколи випробувань за методикою PowerMix [6], які містять дані середніх значень за цикл наступних показників: середня частота обертання колінчастого валу двигуна n_{cp} ; середня швидкість руху V_{cp} ; середня віддана трактором потужність для взаємодії з зовнішнім середовищем та сільськогосподарським знаряддям N_{cp} ; середня погодинна витрата палива $G_{тср}$; середня питома витрата палива циклу за процедурою PowerMix $g_{еср}$.



а – оранка Z1P, Z2P; б – культивування Z1G, Z2G; в – фрезерування Z3K, Z4K, Z5K; г – косіння Z3M, Z4M, Z5M; д – розкидання гною Z6MS; е – тюкування сіна Z7PR

Рис. 4 – Базові польові цикли PowerMix

Таблиця 2 – План імітаційного моделювання за циклами PowerMix

№ з/п	Цикл	Літньо-осінній період		Весняний період		За рік, %
		$\tau_{oi}, \%$	$K_{об}, Н/см^3$	$\tau_{вi}, \%$	$K_{об}, Н/см^3$	
1	Z1P	15,707	174			15,707
2	Z2P			2,957	108	2,957
3	Z1G	8,541	174			8,541
4	Z2G	9,951	174	16,602	108	26,553
5	Z3K	0,489	174	3,781	108	4,270
6	Z4K	4,096	174	2,179	108	6,275
7	Z5K	1,624	174	2,179	108	3,803
8	Z3M	0,812	199	2,179	108	2,991
9	Z4M	0,778	174	2,179	108	2,957
10	Z5M	18,368	174			18,368
11	Z6MS	1,293	174			1,293
12	Z7PR	6,285	199			6,285
Всього		67,944		32,056		100,000

Методика наведення отриманих за імітаційною моделлю показників для реалізації об'єктивного порівняння різних тракторів. Пропонуємо навести такі показники трактора, як продуктивність і погектарна витрата палива до оранки базовим трактором. В якості базового пропонується обрати колісний трактор з потужністю двигуна 100 кВт, що відповідає базовим циклам PowerMix. Тоді коефіцієнт наведення за потужністю трактора:

$$K_{Ne} = \frac{N_{\text{ном.баз}}}{N_{\text{ном}}}, \quad (16)$$

де $N_{\text{ном.баз}}$ – потужність базового трактора.

Наведена продуктивність за циклами Z1P та Z2P:

$$S_{Z1P} = S_{vZ1P} \cdot K_{Ne}; \quad S_{Z2P} = S_{vZ2P} \cdot K_{Ne}, \quad (17)$$

де S_{vZ1P} , S_{vZ2P} – середня за цикл Z1P та Z2P дійсна продуктивність трактора.

Наведена продуктивність за циклами Z1G та Z2G:

$$S_{Z1G} = \frac{S_{vZ1G}}{K_{G \rightarrow P}} \cdot K_{Ne}; \quad S_{Z2G} = \frac{S_{vZ2G}}{K_{G \rightarrow P}} \cdot K_{Ne}, \quad (18)$$

де S_{vZ1G} , S_{vZ2G} – середня за цикл Z1G та Z2G дійсна продуктивність трактора;

$K_{G \rightarrow P}$ – коефіцієнт переводу тягового опору, що відповідає культивуванню (безвідвальному обробітку ґрунту) до тягового опору, що відповідає оранці (відвальному обробітку ґрунту), $K_{G \rightarrow P} \approx 2,6$.

Коефіцієнт $K_{G \rightarrow P}$ визначається із співвідношення продуктивності при безвідвальному і відвальному обробітку ґрунту за умови рівності потужності циклів PowerMix.

Для тягово-приводних циклів Z3K...Z5K наведену продуктивність можна визначити наступним чином:

$$S_{Z3K} = 0,36 \cdot \left(B_{Z3K} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne}; \quad (19)$$

$$S_{Z4K} = 0,36 \cdot \left(\frac{B_{Z4K}}{K_{G \rightarrow P}} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne}; \quad (20)$$

$$S_{Z5K} = 0,36 \cdot \left(\frac{B_{Z5K}}{K_{G \rightarrow P}} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne}, \quad (21)$$

де B_{Z3K} , B_{Z4K} , B_{Z5K} – ширина захвату знаряддя відповідного циклу;

$N_{\text{БВП}}$ – потужність в приводі валу відбору потужності трактора;

$K_{N \rightarrow B}$ – коефіцієнт переводу приводної потужності в ширину захвату знаряддя, який визначається за результатами обробки даних щодо необхідної потужності приводних сільськогосподарських знарядь, $K_{N \rightarrow B} \approx 24$ кВт/м.

V – дійсна швидкість руху трактора.

Для тягово-приводних циклів Z3M...Z5M наведену продуктивність можна визначити наступним чином:

$$S_{Z3M} = 0,36 \cdot \left(B_{Z3M} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne} \cdot K_{VZM}; \quad (22)$$

$$S_{Z4M} = 0,36 \cdot \left(\frac{B_{Z4M}}{K_{G \rightarrow P}} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne} \cdot K_{VZM}; \quad (23)$$

$$S_{Z5M} = 0,36 \cdot \left(\frac{B_{Z5M}}{K_{G \rightarrow P}} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne} \cdot K_{VZM}, \quad (24)$$

де K_{VZM} – коефіцієнт переводу, що враховує різницю дійсних швидкостей руху за циклами Z1P та Z3M...Z5M:

$$K_{VZM} = \frac{V_{Z1P}}{V_{Z3M...Z5M}}, \quad (25)$$

V_{Z1P} , $V_{Z3M...Z5M}$ – максимальне значення середньої швидкості циклу Z1P ($V_{Z1P} = 9$ км/год) та середнє значення швидкості циклів Z3M... Z5M, відповідно.

Для тягово-приводних циклів Z6MS та Z7PR з відбором також потужності через гідравлічну систему трактора наведена продуктивність:

$$S_{Z6MS} = 0,36 \cdot \left(\frac{N_{\Gamma}}{K_{H \rightarrow B}} + \frac{B_{Z6MS}}{K_{G \rightarrow P}} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne}; \quad (26)$$

$$S_{Z7PR} = 0,36 \cdot \left(\frac{N_{\Gamma}}{K_{H \rightarrow B}} + \frac{B_{Z7PR}}{K_{G \rightarrow P}} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne}, \quad (27)$$

де N_{Γ} – потужність в гідравлічному приводі відбору потужності трактора;

$K_{H \rightarrow B}$ – коефіцієнт переводу приводної гідравлічної потужності в ширину захвату знаряддя. Визначається за результатами обробки даних щодо необхідної потужності приводних сільськогосподарських знарядь, $K_{H \rightarrow B} \approx 39,25$ кВт/м.

Наведена погектарна витрата палива:

$$W_{Z1P...Z7PR} = \frac{G_t}{S_{Z1P...Z7PR}} \cdot K_{Ne}, \quad (28)$$

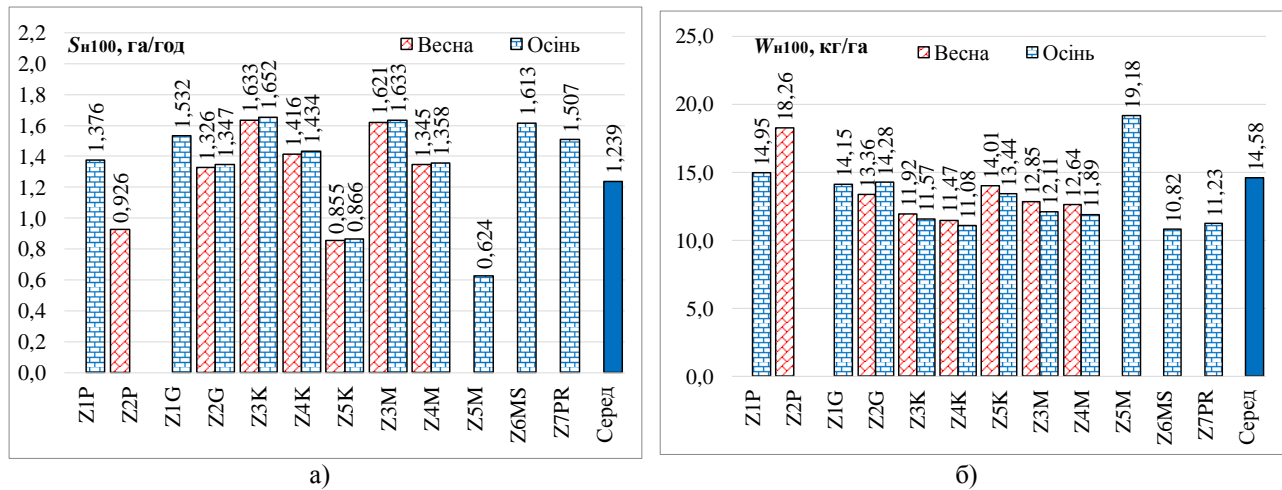
де G_t – погодинна витрата палива на відповідних імітаційних циклах.

Середнє значення наведеної продуктивності та погектарної витрати палива до оранки базовим трактором, згідно (17)-(27) і плану (табл. 2):

$$S_{Z100} = \sum_{i=1}^{18} S_{Z1P...Z7PR} \cdot \tau_i; \quad W_{Z100} = \sum_{i=1}^{18} W_{Z1P...Z7PR} \cdot \tau_i \quad (29)$$

Наведення інших показників трактора здійснювалось аналогічно (29). Більш детально імітаційна модель і викладена методика міститься в роботах [20, 21].

Аналіз результатів дослідження. Результати імітаційного моделювання тягово-динамічних показників трактора з використанням польових випробувальних циклів PowerMix показали задовільну збіжність теоретичних та експериментальних даних [6]. Максимальна розбіжність показників, наприклад, для трактора New Holland T6.180 становить: частоти обертання колінчастого валу (-0,8...+0,2) %; швидкості руху трактора (-8,2...+21) %; переданої потужності (-7,6...+7,1) %; погодинної витрати палива (-8,4...+7,9) %; питомої витрати палива (-4,1...+2,1) %. Середнє значення питомої витрати палива за польовими циклами PowerMix, як основного індикатора економічності, за результатами імітаційного моделювання і експерименту практично співпадає. Наведені показники трактора New Holland T6.180 представлені на рис. 5.



а – продуктивність; б – погектарна витрата палива

Рис. 5 – Наведені до базового трактора на оранці показники трактора New Holland T6.180 за польовими циклами PowerMix

За результатами реалізації плану імітаційного експерименту при апробації моделі тягово-динамічних випробувань слід відзначити наступне. Суттєвий внесок у формування показників ефективності трактора навесні має цикл Z2G, а восени – Z1P, Z2P, Z2G, Z5M, Z7PR, що пояснюється їх найбільшою часткою в річному обсязі робіт. Трактор New Holland T6.180 має середні значення наведеної до оранки базовим трактором показники продуктивності 1,239 га/год та погектарної витрати палива 14,58 кг/га, які кількісно характеризують його ефективність і технічний рівень та можуть бути використані для порівняння з іншими різноманітними тракторами.

Висновки. Сформована модель тягово-динамічних випробувань трактора, що базується на польових випробувальних циклах PowerMix, яка пройшла успішну апробацію. Так, результати імітаційних тягово-динамічних показників колісного трактора New Holland T6.180 мають максимальну розбіжність відносно експериментальних даних, яка становить: частоти обертання колінчастого валу (-0,8...+0,2) %; швидкості руху трактора (-8,2...+21) %; переданої потужності (-7,6...+7,1) %; погодинної витрати палива (-8,4...+7,9) %; питомої витрати палива (-4,1...+2,1) %.

Запропоновано план імітаційного експерименту, який за матеріалами щорічних статистичних звітів України базується на розподілі річного обсягу весняних та літньо-осінніх робіт трактора за типовими сільськогосподарськими операціями та включає навантажувальні тягові й тягово-приводні цикли.

Для оцінки ефективності тракторів на основі комплексу тягово-динамічних показників, отриманих за польовими випробувальними циклами PowerMix, розроблено методику наведення показників продуктивності та погектарної витрати палива до оранки базовим трактором потужністю 100 кВт, що відповідає базовим циклам PowerMix. Методика дає змогу порівнювати трактори з різними схемними рішеннями, комплектацією різними типорозмірами шин та обладнаних двигунами різної потужності.

На прикладі трактора New Holland T6.180 за результатами імітаційного моделювання на польових випробувальних циклах PowerMix визначені середні значення наведеної продуктивності та погектарної витрати палива, які становлять 1,239 га/год та 14,58 кг/га, відповідно.

Список літератури:

1. Fluck R. C. Energy in Farm Production / Fluck R. C. – 1st Ed. – 1992. – 384 p.
2. Percentage of time tractors operate at various engine loadings // *Choosing and using farm machines*. – 1989. – P.148–149.
3. 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.
4. 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>
5. Test reports // Nebraska tractor test laboratory. – Access mode: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports/>. – Date of the application: 25.11.2021.
6. 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.
7. Agricultural Industry Advanced Vehicle Technology: Benchmark Study for Reduction in Petroleum Use / R. Hoy, R. Roher, A. Liska [et al.] / University of Nebraska – Lincoln, Department of Biological Systems Engineering. – Nebraska, 2014. – 55 p.
8. Шапко В. Ф. Метод розрахунку багатопараметрової характеристики автомобільного двигуна внутрішнього згоряння / В. Ф. Шапко, С. В. Шапко // *Вісник КДІТУ ім. М. Остроградського*. – 2009. – Вип. 1(54), ч. 1. – С. 93–96.
9. Durkovic R. Regression models of specific fuelconsumption curves and characteristics of economic operation of internal combustion engines / R. Durkovic, M. Damjanovic // *Facta universitatis. Series: Mechanical Engineering*. – 2006. – Vol. 4, № 1. – P. 17–26.
10. «Gear up and throttle down» to save fuel / R. Grisso, R. Pitman, J. Perumpral [et al.] // *Virginia Cooperative Extension (VCE)*. – Publ. 442-450.
11. Predicting tractor diesel fuel consumption / R. Grisso, J. Perumpral, D. Vaughan [et al.] // *Virginia Cooperative Extension (VCE)*. – Publ. 442-073.
12. Harris H. Prediction of tractor engine performance using OECD Standard Test data / Harris H. // *Journal of Agricultural Engineering Research*. – 1992. – Vol. 53. – P. 181–193. DOI: [https://doi.org/10.1016/0021-8634\(92\)80082-4](https://doi.org/10.1016/0021-8634(92)80082-4).
13. Grisso R. Predicting Tractor Fuel Consumption // R. Grisso, M. Kocher, D. Vaughan//*Applied Engineering in Agriculture*. – 2004. – № 20(5). – P. 553–561.
14. Динаміка руху колісних тракторів: монографія / Б. І. Кальченко, О. Ю. Ребров, А. Г. Мамонтов, А. П. Кожушко, М. Є. Якунін. – Харків. Видавець: О. А. Мірошніченко, 2021. – 320 с. іл.
15. 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>.
16. Testing the Fuel Efficiency of Tractors with Continuously Variable and Standard Geared Transmissions / C. Howard, M. Kocher, R. Hoy, E. Blankenship // *Biological Systems Engineering: Papers and Publications*. – 2013. – P. 297. – URL: <https://digitalcommons.unl.edu/biosysengfacpub/297>.
17. 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.
18. 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.
19. Ребров А. Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива / А. Ю. Ребров, Т. А. Коробка, С. В. Лахман // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. Транспортне машинобудування*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – № 19. – С. 31–36.
20. Наукове обґрунтування підвищення ефективності колісних рушіїв сільськогосподарських тракторів на енергоємних технологічних операціях обробитку ґрунту: дис. ... д-р техн. наук: 05.22.02 / Ребров Олексій Юрійович. – Харків, 2021. – 423 с.
21. Вибір параметрів шин сільськогосподарських тракторів: монографія / О.Ю. Ребров. – Харків. Видавець: О.А. Мірошніченко, 2021. – 304 с. іл.

References (transliterated):

1. Fluck R. C. Energy in Farm Production / Fluck R. C. – 1st Ed. – 1992. – 384 p.
2. Percentage of time tractors operate at various engine loadings // *Choosing and using farm machines*. – 1989. – P.148–149.
3. Parsadanov I. V. Pidvyschennia 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. – 244 s. – Ros. movoiu.
4. 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>
5. Test reports // Nebraska tractor test laboratory. – Access mode: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports/>. – Date of the application: 25.11.2021.
6. 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.
7. Agricultural Industry Advanced Vehicle Technology: Benchmark Study for Reduction in Petroleum Use / R. Hoy, R. Roher, A. Liska [et al.] / University of Nebraska – Lincoln, Department of Biological Systems Engineering. – Nebraska, 2014. – 55 p.
8. Shapko V. F. Metod rozrakhunku bahatoparametrovoi kharakterystyky avtomobilnoho dvyhuna vnutrishnoho zghoriannia [Method of calculating the multi-parameter characteristics of an automobile internal combustion engine] / V. F. Shapko, S. V. Shapko // *Visnyk KDPU im. M. Ostrohradskoho* [Bulletin of the Kyiv State Pedagogical University named after M. Ostrogradsky]. – 2009. – Vyp. 1(54), ch. 1. – S. 93–96.
9. Durkovic R. Regression models of specific fuelconsumption curves and characteristics of economic operation of internal combustion engines / R. Durkovic, M. Damjanovic // *Facta unversitatis. Series: Mechanical Engneering*. – 2006. – Vol. 4, № 1. – P. 17–26.
10. «Gear up and throttle down» to save fuel / R. Grisso, R. Pitman, J. Perumrpal [et al.] // *Virginia Cooperative Extension (VCE)*. – Publ. 442-450.
11. Predicting tractor diesel fuel consumption / R. Grisso, J. Perumrpal, D. Vaughan [et al.] // *Virginia Cooperative Extension (VCE)*. – Publ. 442-073.
12. Harris H. Prediction of tractor engine performance using OECD Standard Test data / Harris H. // *Journal of Agricultural Engineering Research*. – 1992. – Vol. 53. – P. 181–193. DOI: [https://doi.org/10.1016/0021-8634\(92\)80082-4](https://doi.org/10.1016/0021-8634(92)80082-4).
13. Grisso R. Predicting Tractor Fuel Consumption // R. Grisso, M. Kocher, D. Vaughan//*Applied Engineering in Agriculture*. – 2004. – № 20(5). – P. 553–561.
14. Dynamika rukhu kolisnykh traktoriv: monohrafiia [Dynamics of wheeled tractors: monograph] / B. I. Kalchenko, O. Yu. Rebrov, A. H. Mamontov, A. P. Kozhushko, M. Ye. Yakunin. – Kharkiv. Vydavets: O. A. Miroshnychenko, 2021. – 320 s. il.
15. 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>.
16. Testing the Fuel Efficiency of Tractors with Continuously Variable and Standard Geared Transmissions / C. Howard, M. Kocher, R. Hoy, E. Blankenship // *Biological Systems Engineering: Papers and Publications*. – 2013. – P. 297. – URL: <https://digitalcommons.unl.edu/biosysengfacpub/297>.
17. 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.
18. 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.
19. Rebrov A. Yu. Matematycheskaia model dyzelnoho dvyhatelia v bezrazmernykh velychynakh s uchetom eho zahruzky y podachy topliva [Mathematical model of a diesel engine in dimensionless quantities taking into account its loading and fuel supply] / A. Yu. Rebrov, T. A. Korobka, S. V. Lakhman // *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho*

- universytetu «KhPI». Ser. Transportne mashynobuduvannia [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: transport engineering]. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2012. – № 19. – S. 31–36.
20. Naukove obgruntuvannia pidvyshchennia efektyvnosti kolisnykh rushiiv silskohospodarskykh traktoriv na enerhoiemnykh tekhnolohichnykh operatsiakh 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 Yuriiovich. – Kharkiv, 2021. – 423 s.
21. Vybir parametriv shyn silskohospodarskykh traktoriv: monohrafiia [Choice of parameters of agricultural tractors tires: monograph] / O.Yu. Rebrov. – Kharkiv. Vydavets: O.A. Miroshnychenko, 2021. – 304 s. il.

Надійшла (received) 30.11.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ребров Олексій Юрійович (Ребров Алексей Юрьевич, Rebrov Oleksii) – 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

Кальченко Борис Іванович (Кальченко Борис Иванович, Kalchenko Boris) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3827-1693>; e-mail: kabor78@ukr.net

Якунін Максим Євгенович (Якунин Максим Евгеньевич, Yakunin Maksym) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; e-mail: yakunin_maksim92@ukr.net

Реброва Олена Михайлівна (Реброва Елена Михайловна, Rebrova Olena) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри матеріалознавства, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2315-7003>; e-mail: rebrovaem0512@gmail.com

Артюшенко Олександр Вікторович (Артюшенко Александр Викторович, Artiushenko Oleksandr) – Військово-юридичний інститут Національного юридичного університету імені Ярослава Мудрого, підполковник, заступник начальника кафедри загальновійськових дисциплін, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2831-8518>; e-mail: artyushenko_alex@ukr.net

М.Є. СЕРГІЄНКО, М.Г. МЕДВЕДЄВ, А.М. СЕРГІЄНКО, О. І. НАЗАРОВ, Є.С. ПЕЛИПЕНКО

ВПЛИВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРІВ НА УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТУ

Сільському господарству необхідні як колісні, так і гусеничні трактори, тому що не всі операції раціонально виконувати лише колісними машинами. Перед виконанням сільськогосподарських операцій необхідно попередньо комплексно оцінювати наслідки зміни стану ґрунту після обробки, вибираючи заздалегідь раціональний тип трактора та знаряддя. При виконанні енергоємних операцій необхідно прагнути використовувати трактори з гусеничним рушієм. Сільгоспідприємствам необхідно рекомендувати оптимальний склад парку машин залежно від виду ґрунтів, площ оброблюваних полів, номенклатури культур, що вирощуються та вирішувати завдання тривалого та ефективного використання родючих земель, враховуючи при цьому не лише витрати та врожайність, а й негативний вплив на ґрунт. Внаслідок цього підвищиться врожайність, буде збережена родючість ґрунтів, знизяться експлуатаційні витрати, підвищиться продуктивність МТА. Дані міркування слід враховувати і щодо ніші гусеничних машин у виробництві та формуванні парку тракторів.

Ключові слова: трактор, ущільнення, вага трактора, потужність двигуна, енергонасиченість трактора, ходова

Н.Е. СЕРГИЕНКО, Н.Г. МЕДВЕДЕВ, А.Н. СЕРГИЕНКО, А.И. НАЗАРОВ, Е.С. ПЕЛИПЕНКО

ВЛИЯНИЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ НА УПЛОТНЕНИЕ ПОЧВЫ

Сельскому хозяйству необходимы как колесные, так и гусеничные трактора, так как не все операции рационально выполнять только колесными машинами. Перед выполнением сельскохозяйственных операций необходимо предварительно комплексно оценивать последствия изменения состояния почвы после обработки, выбирая заранее рациональный тип трактора и орудия. При выполнении энергоемких операций необходимо стремиться использовать трактора с гусеничным двигателем. Сельхозпредприятиям необходимо рекомендовать оптимальный состав парка машин в зависимости от вида почв, площадей обрабатываемых полей, номенклатуры возделываемых культур и решать задачу длительного и эффективного использования плодородных земель, учитывая при этом не только затраты и урожайность, а и негативное воздействие на почву. В результате этого повысится урожайность, сохранится плодородие почв, снизятся эксплуатационные затраты, повысится производительность МТА. Данные соображения следует учитывать и при определении ниши гусеничных машин в производстве и формировании парка тракторов.

Ключевые слова: трактор, уплотнение, вес трактора, мощность двигателя, энергонасыщенность трактора, ходовая

N. SERGIENKO, N. MEDVEDEV, A. SERGIENKO, A. NAZAROV, E. PELYPENKO

INFLUENCE OF AGRICULTURAL TRACTORS ON SOIL COMPACTION

Agriculture needs both wheeled and tracked tractors, as not all operations are rational to perform only wheeled machines. Before carrying out agricultural operations, it is necessary to comprehensively assess the consequences of changes in soil condition after tillage, choosing in advance a rational type of tractor and implements. When performing energy-intensive operations, it is necessary to try to use a tractor with a caterpillar engine. Agricultural enterprises need to recommend the optimal composition of the fleet depending on the type of soil, area of cultivated fields, the range of crops and solve the problem of long and efficient use of fertile land, taking into account not only costs and yields, but also negative impact on soil. As a result, productivity will increase, soil fertility will be preserved, operating costs will be reduced, and AIT productivity will increase. These considerations should be taken into account when determining the niche of tracked vehicles in the production and formation of the tractor fleet.

Keywords: tractor, seal, tractor weight, engine power, tractor energy saturation, running gear

Вступ. Ходові системи сільськогосподарської техніки ущільнюють ґрунт до величини, що значно перевищує оптимальну щільність, це погіршує її пористість, вологоємність, шпаруватість, біологічну активність. Через це зменшується швидкість фільтрації води більш ніж у 3...7 разів, погіршується газообмін, знижується інтенсивність перебігу біологічних процесів у ґрунті. Уповільнюються процеси амоніфікації та нітрифікації, зменшується надходження азоту в рослину, знижується польова схожість насіння, ускладнюється зростання кореневої системи, погіршується споживання вологи та поживних речовин [1, 2 та ін.]. У разі підвищення щільності на 1,17...1,20 г/см³ чисельність основних фізіологічних груп мікроорганізмів знижується більш ніж 2 рази [2, 3]. Усе це призводить до зниження врожайності сільськогосподарських культур [4, 5]. В даний час ущільнення ґрунту вважається серйозною формою деградації ґрунту, яка може мати серйозні економічні та екологічні наслідки у світовому сільському господарстві через її вплив на структуру ґрунту, зростання рослин та екологічні явища.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Аналіз роботи агрегатів з колісними та гусеничними тракторами різних тягових класів при вирощуванні озимої пшениці, цукрових буряків, кукурудзи, картоплі та овочів показав, що площа ріллі, яка багаторазово ущільнюється ходовими системами тракторів та робочих машин, в 1,5...4,5 рази більша її геометричної величини, оскільки кількість проходів за одним слідом становить 8...16 разів [6]. Істотний вплив на ущільнення ґрунту мають ковзання ведених коліс та буксування ведучих коліс і гусениць. Буксування в 30% викликає додаткове ущільнення ґрунтів, особливо вологих. Порівняння гусеничних та колісних рушіїв тракторів показує, що при роботі на м'якій нерівній поверхні, якою майже завжди є поверхня полів, у гусеничних тракторів граничне буксування не перевищує 6...8%, тоді як буксування колісних тракторів може досягати 25...30% за номінального тягового зусилля [7, 8].

Важливу роль в ущільненні ґрунту грають також тиск на ґрунт, кількість проходів та властивості ґрунту (вологість, структура, міцність, щільність). Ущільнення ґрунту в різних сільськогосподарських районах розглянуто у роботі [9].

Якісне регулювання кожної конкретної технології обробки ґрунту має вирішальне значення для фізичних параметрів ґрунту. У роботі [10] виконано огляд підходів до аналізу якості техніки для обробки ґрунту. Встановлено взаємозв'язки між основними робочими параметрами застосовуваної техніки та подальшим станом ґрунту. Оцінено статистичні показники характеру розподілу ґрунтових частинок, що ґрунтуються на безрозмірних статистичних параметрах вищого порядку.

Важливість вибору методів оцінки ущільнюючого впливу на основі раніше розроблених показників, методик розв'язання задачі показано на роботах [11,12].

Дослідження процесу взаємодії рушія з ґрунтом при неодноразових проходах по одному сліду [13] показує ступінь зростання дії рушіїв на ґрунт. Ці результати можна використовувати при створенні ходових систем та вдосконаленні технології обробітку ґрунту.

У роботах [14-16] проведено дослідження впливу типу, параметрів ходових систем та навантажувальних режимів тракторів на ущільнення, а також урожайність.

Вибір раціональних параметрів ходових систем тракторів та дослідження показників взаємодії з ґрунтом [17,18] стає особливо важливим на етапі створення та вдосконалення ходових систем машин. Доцільним при цьому стає порівняння показників машин різних конструктивних схем і ходових систем [19].

Роботи з дослідження варіантів ходових систем та їх впливу на характеристики ґрунту в даний час є актуальними, а їх результати можуть сприяти вибору раціонального складу парку тракторів, підвищення родючості ґрунтів та зниження експлуатаційних витрат.

Мета та постановка задачі. Мета роботи – аналіз та оцінка впливу тракторів на ущільнення ґрунту при обробці сільськогосподарських угідь.

Основна частина. Головні переваги гусеничного рушія в порівнянні з колісним при роботі на ґрунті, що деформується, полягають у тому, що він має нижчий коефіцієнт опору руху і більш високий коефіцієнт зчеплення з ґрунтом. Малий питомий тиск і рух опорних котків по гусениці замість пухкого ґрунту зменшують вплив, що ущільнює ґрунт і витрати потужності на переміщення трактора. Так, гусеничний трактор витрачає на своє самопересування по стерні під час роботи з нормальним навантаженням близько 9...14% потужності двигуна, а колісний трактор у тих самих умовах – 15...19%. Для зменшення ущільнення ґрунту колісними тракторами використовують широкопрофільні шини або здвоєні колеса. З одного боку, це сприяє зменшенню впливу ущільнювача, а з іншого боку збільшує площу ущільненого ґрунту на полі [8, 11].

За даними головного управління агропромислового розвитку Харківської області на полях площею 1914535 га, налічувалося 11642 одиниці тракторної техніки. Орієнтовна структура парку показана на рис. 1.

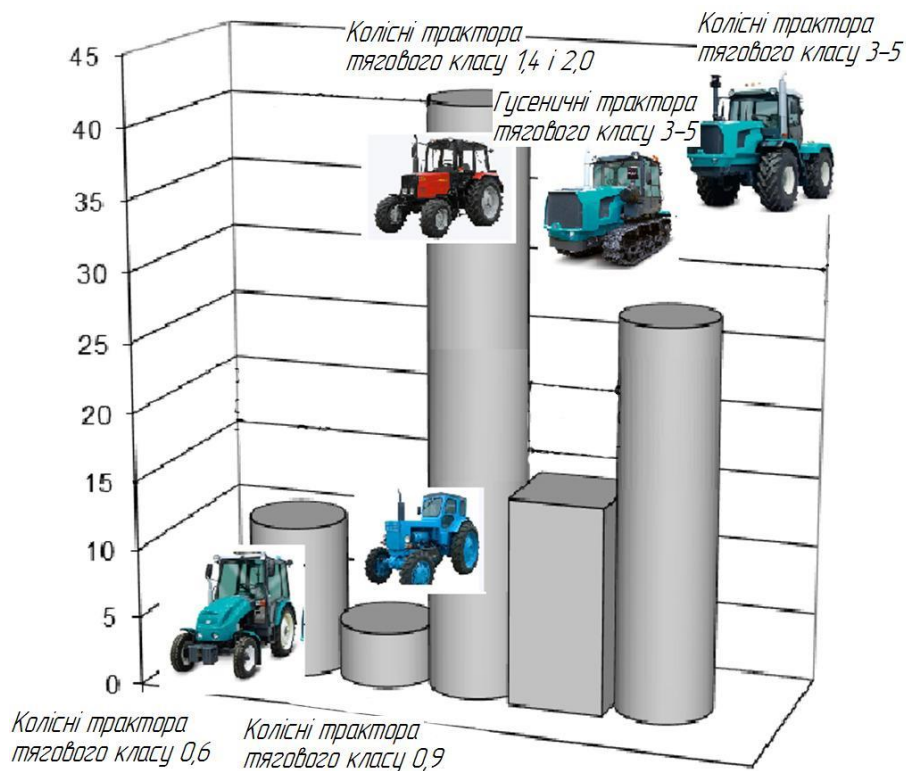


Рис. 1– Структура парку тракторів у Харківській області

Як видно, переважно використовуються колісні трактори (див. рис. 1). Показники впливу на ґрунт деяких гусеничних та колісних тракторів різних тягових класів наведено у табл. 1 [16]. Найменший негативний вплив на ґрунт забезпечується при застосуванні гусеничних тракторів. У цьому випадку під час весняно-польових робіт забезпечується зниження питомого тиску на ґрунт у 5-5,4 рази порівняно із застосуванням тракторів модифікацій К-701 та К-744, ущільнення ґрунту при одноразовому проході гусеничного трактора нижче на 20-30% порівняно з «Кіровцем».

Таблиця 1 – Вплив рушіїв тракторів на ґрунт

Марка трактора	Вага, кг	Питомий тиск рушіїв, МПа	Ущільнення ґрунту при одному проході трактора, г/см ³
ДТ-75М	7000	0,05	1,15
Т-4А	8300	0,05	1,2
МТЗ-80	3600	0,12	1,32
Т-150К	8200	0,14–0,2	1,35
К-701	13 500	0,15–0,25	1,42
К-744Р2	15 700	0,16–0,26	1,5
К-744Р3	17 500–20 000	0,17–0,27	1,55

В останні 10-15 років широкого поширення набуло використання в ходових системах тракторів, комбайнів та іншої техніки змінних рушіїв, зокрема замість колеса встановлюються гусениці-треки трикутного обводу (рис. 2).



Рис. 2 – Трактор ХТЗ-280Т зі змінними ходовими системами та варіант змінного гусеничного рушія

За даними німецької компанії *Grasdorf Wennekamp*, при використанні на тракторах широкопрофільних шин низького тиску продуктивність збільшується на 40%, а витрати знижуються на 30%, а при використанні здвоєних коліс продуктивність збільшується на 80%, а витрати знижуються на 45% (табл. 2).

Використання змінного рушія дозволяє додатково покращити вищезазначені показники, але при цьому зростає вартість трактора та експлуатаційні витрати.

Таблиця 2 – Результати порівняльного аналізу роботи тракторів в залежності від типу шин (дані компанії *Grasdorf Wennekamp*)

Шини	Продуктивність, %	Витрати на експлуатацію, %
Стандартні шини з високим тиском	100	100
Стандартні шини зі знизеним тиском	112	90
Широкопрофільні шини	144	69
Здвоєні колеса спереду та ззаду	181	55

Для оцінки ущільнюючої дії автор роботи [11, 12] ввів показник U , кН/м. Значення U визначається за формулою:

$$U = \omega \cdot b \cdot q_{max} (1 + \chi \cdot \lg N), \quad (1)$$

де ω – коефіцієнт, що залежить від розміру та форми опорної поверхні рушія; b – ширина рушія, м; q_{max} – максимальний тиск на ґрунт, кПа; χ – коефіцієнт інтенсивності накопичення незворотної деформації ґрунту при повторних навантаженнях; $\lg N$ – десятковий логарифм числа повторних проходів рушія по одному сліду.

Для оптимального функціонування системи «рушія – ґрунт» необхідне виконання умови $U \leq [U] = 75$ кН/м. Останнє задає зону допустимого впливу рушія сільськогосподарських тракторів на ґрунт.

Мінімальне ущільнення ґрунту створюють гусеничні трактори. У зв'язку з цим було проаналізовано їхні моделі з різними видами підвісок.

Залежність урожайності (на прикладі ячменю) від рівня впливу рушіїв гусеничних сільськогосподарських тракторів на ґрунт показано на рис. 3.

На рис. 4 представлено порівняння рівня ущільнюючого впливу гусеничних тракторів з різними видами підвісок під час роботи з навантаженням на тягово-зчіпному пристрої.

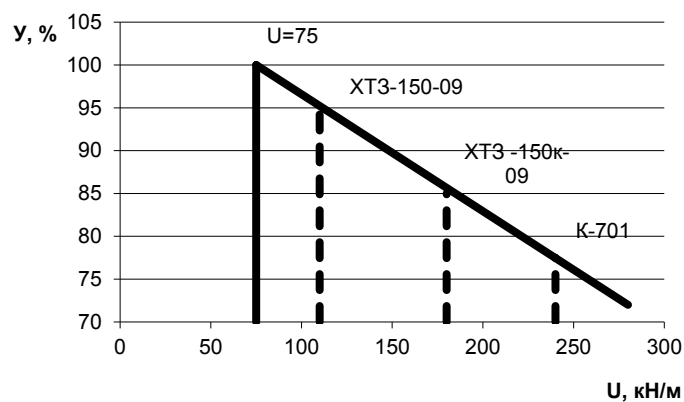


Рис. 3 – Залежність урожайності ячменю від ущільнюючої дії рушіїв:
 y – врожайність, %; U – ущільнююча дія на ґрунт, кН/м

Зазначимо, що трактор з п'ятикатковою комбінованою ходовою системою (при рекомендованих характеристиках двох передніх балансирних підвісок і торсіонної підвіски заднього опорного котка [17, 18]) має практично такий же вплив на ґрунт, як і машини з 6-ти 8-котковими ходовими системами.

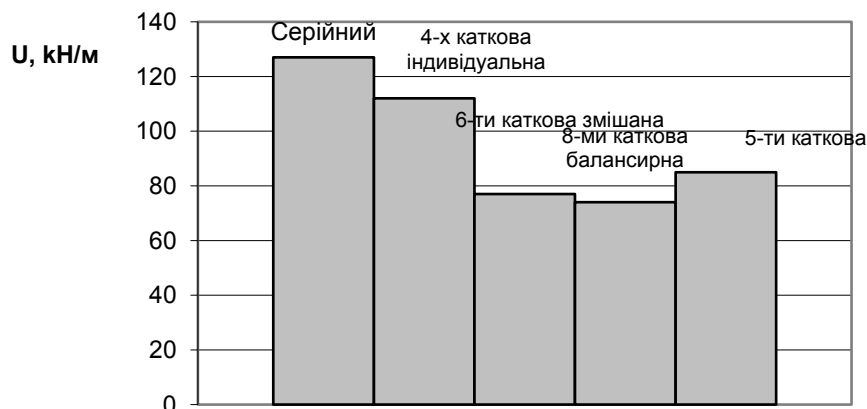


Рис. 4 – Ущільнююча дія гусеничних тракторів

При силі тяги на гаку, що дорівнює 36 кН, мінімальний ущільнюючий вплив на ґрунт надає трактор із восьмикотковою ходовою системою. Мінімальні витрати на зміну серійної конструкції моделей типу Т-150 та отримання результату, близького за рівнем ущільнюючого

впливу, спостерігається при використанні п'ятикотової ходової системи, що робить доцільним використання трактора з такою підвіскою (індивідуальною або комбінованою). При цьому його ущільнююча дія на ґрунт близька до допустимого рівня.

Як відомо трактори високого тягового класу використовуються для обробки важких вологих ґрунтів, тому що на таких ґрунтах виникають великі тягові опори.

Розглянемо такий вид операції як оранка. Для порівняльної характеристики скористаємося плугом ПН-5-35 (плуг навісний п'ятикорпусний). Він агрегується як із колісними, так і гусеничними тракторами.

Характеристика плуга:

- ширина захвату 1,75 м;
- глибина обробки 0,35 м;
- робоча швидкість до 10 км/год.

В реальних умовах експлуатації швидкість обробки ґрунту становить 6...8 км/год.

Порівняємо сили опору різних видів ґрунту при використанні даного плуга. Результати порівняння показані у табл. 3 та на рис. 5.

Таблиця 3 – Сила опору ґрунту (п'ятикорпусний плуг)

Тип ґрунту	Агрофон	Коефіцієнт питомого опору, mPa		Сила опору обробці ґрунту з п'ятикорпусним плугом, kH	
		суглинки важкі	суглинки легкі	суглинки важкі	суглинки легкі
Чорнозем	Стерня	0,064	0,054	39,20	33,075
Каштанові		0,065	0,054	39,81	33,07
Сірі		0,068	0,052	41,65	31,85
Дерново-підзолисті		0,057	0,045	34,91	27,56
Сіроземи		0,057	0,045	34,91	27,56

Результати для аналогічного шестикорпусного плуга показано у табл. 4 та на рис. 5.

Таблиця 4 – Сила опору ґрунту (шестикорпусний плуг)

Тип ґрунту	Агрофон	Коефіцієнт питомого опору, mPa		Сила опору обробці ґрунту з п'ятикорпусним плугом, kH	
		суглинки важкі	суглинки легкі	суглинки важкі	суглинки легкі
Чорнозем	Стерня	0,064	0,054	47,04	39,6
Каштанові		0,065	0,054	47,8	39,6
Сірі		0,068	0,052	49,9	38,22
Дерново-підзолисті		0,057	0,045	41,9	33,1
Сіроземи		0,057	0,045	41,9	33,1

На рис. 5 представлені залежності між питомим опором та силою опору обробці ґрунтів з 5-ти та 6-ти корпусними плугами.

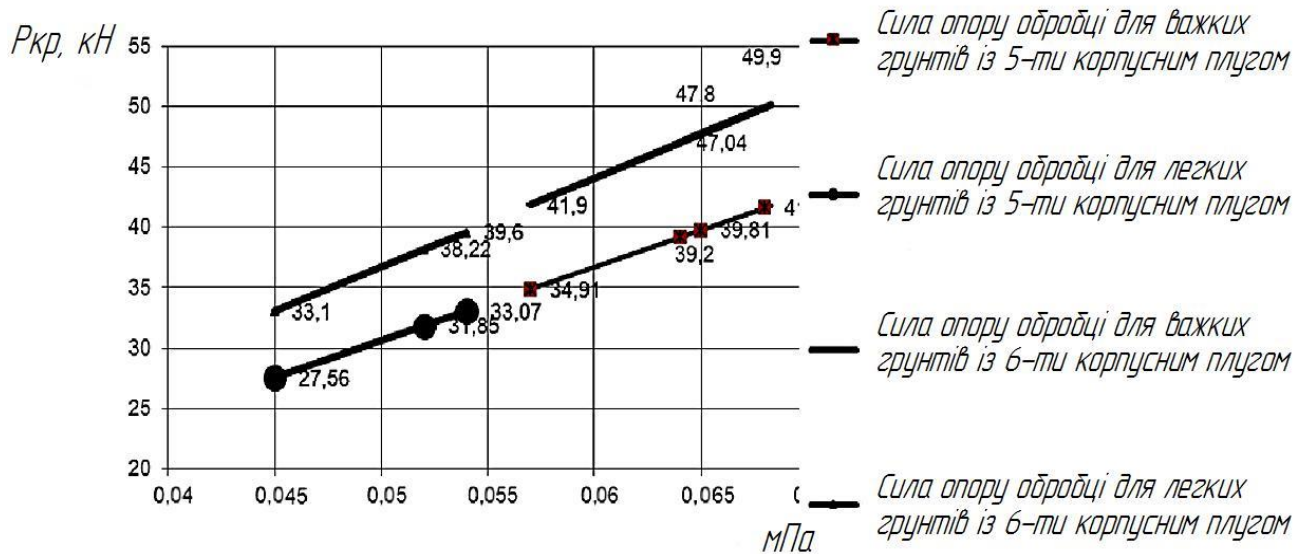


Рис. 5 – Залежність між питомим опором та силою опору обробці ґрунтів при роботі з 5-ти та шестикорпусними плугами

За отриманими результатами видно, що сила тяги на оранці коливається в межах 30...50 кН. Переважно цей плуг встановлюється на колісні трактори. Це пов'язано з тим, що колісні трактори пристосовані пересуватися як по дорогах загального призначення, так і по полях. Трактори колісні та гусеничні виконують поставлені завдання. Однак обробка ґрунту проводиться у весняний та осінній період року, коли ґрунт має підвищену щільність або вологість, внаслідок чого рух машини супроводжується максимальним буксуванням особливо великим у колісного рушія. Як результат – підвищене ущільнення ґрунту з віддаленими наслідками у вигляді погіршення родючості ґрунту та зниження врожайності.

Висновок. Сільському господарству необхідні як колісні, так і гусеничні трактори, тому що не всі операції раціонально виконувати лише колісними машинами. Перед виконанням сільськогосподарських операцій необхідно попередньо комплексно оцінювати наслідки зміни стану ґрунту після обробки, вибираючи заздалегідь раціональний тип трактора та рушія. При виконанні енергоємних операцій необхідно прагнути використовувати трактори з гусеничним рушієм. Сільгосп підприємствам необхідно рекомендувати оптимальний склад парку машин залежно від виду ґрунтів, площ оброблюваних полів, номенклатури оброблюваних культур та вирішувати завдання тривалого та ефективного використання родючих земель, враховуючи при цьому не лише витрати та врожайність, а й негативний вплив на ґрунт. Внаслідок цього підвищиться врожайність, буде збережена родючість ґрунтів, знизяться експлуатаційні витрати, підвищиться продуктивність МТА. Дані міркування слід враховувати і щодо ніші гусеничних машин у виробництві та формуванні парку тракторів.

Список літератури:

1. Ксеневич И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовая система почва - урожай. - М.: Агропромиздат, 1985.
2. Шпилов М.А. Влияние уплотнения почвы ходовыми системами тракторов на агрофизические, биологические свойства и плодородие обыкновенных черноземов ЦЧЗ. Автореф. дис... канд. с.-х. наук. Воронеж, Воронежский СХИ, 1983.
3. Подолько А.П. Влияние уплотнения почвы движителями тракторов на ее агрофизические свойства и урожай ячменя. Автореф. дис... канд. техн. наук. Жодино, 1978.
4. Белов Г.Д., Подолько А.П. Уплотнение почвы тракторами и урожай // Земледелие. 1977. №9.
5. Подолько А.П. Влияние уплотнения почвы движителями тракторов на ее агрофизические свойства и урожай ячменя. Автореф. дис... канд. техн. наук. Жодино, 1978.
6. Переуплотнение почв. Причины, следствия, пути уменьшения. Под редакцией В.А. Ковды. – М.: Наука, 1987.

7. Kumari R., Kumari P., Sharma B. Agricultural soil compaction under tractor and its management // Modern Technology of Agriculture, Forestry, Biotechnology and Food Science. May 2020. Pp.13-16. Режим доступа: https://www.researchgate.net/publication/341344869_AGRICULTURAL_SOIL_COMPACTION_UNDER_TRAC TOR_AND_ITS_MANAGEMENT.
8. Ксеневиц И.П., Ляско М.И. О нормах и методах оценки механического воздействия на почву движителей сельскохозяйственной техники. //Тракторы и сельхозмашины. 1986, № 3.
9. Songül Gürsoy (June 14th 2021). Soil Compaction Due to Increased Machinery Intensity in Agricultural Production: Its Main Causes, Effects and Management, Technology in Agriculture, Fiaz Ahmad and Muhammad Sultan, IntechOpen, DOI: 10.5772/intechopen.98564. Available from: <https://www.intechopen.com/chapters/77140>
10. Zoran I. Mileusnića, Elmira Saljnikovb, Rade L.Radojevića, Dragan V.Petrovića Soil compaction due to agricultural machinery impact // *Journal of Terramechanics*. Volume 100, 2022, Pp. 51-60.
11. Ляско М.И. Уплотняющее воздействие с.-х. тракторов на почву и методы его оценки // Тракторы и сельхозмашины. М., 1982, № 10.
12. Böttinger, Stefan: Tyre / Tyre-Soil-Interaction. In: Frerichs, Ludger (Hrsg.): Jahrbuch Agrartechnik 2020. Braunschweig: Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, 2021. – Pp. 1-8.
13. Золотаревская Д.И. Взаимодействие колес с грунтом при последовательных проходах по одному следу. // Известия ТСХА. М., 1968. Вып. 3.
14. Ляско М.И., Кутин Л.Н. и др. Влияние ходовых систем сельскохозяйственных тракторов на уплотнение почвы и урожай ячменя //Тракторы и сельхозмашины. М.,1979. №12.
15. Русанов В.А., Баутин В.М., Небогин И.О., Юпков Е.С. Влияние ходовых систем тракторов на урожайность пропашных культур. //Научные труды Почвенного института им. В.В. Докучаева. Влияние с.-х. техники на почву. М., 1981.
16. Гайнуллин И.А., Зайнуллин А.Р. Влияние конструктивных параметров движителей и нагрузочных режимов тракторов на почву // *Фундаментальные исследования*. – 2017. – № 2. – С. 31-36; URL: <https://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=41352> (дата обращения: 21.10.2021).
17. Сергиенко Н.Е., Сергиенко Д.Е., Тодоров П.П. и др. Выбор параметров ходовых систем гусеничных тракторов / Тракторы и сельскохозяйственные машины. – М.: Машиностроение, 2003. – №9. – С.13-15.
18. Гудзь С.П., Сергиенко Н.Е., Сергиенко Д.Е., Тодоров П.П. та інш. Исследование и определение рациональных параметров ходовых систем гусеничных тракторов // *Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”*. Тем. вип. „Автомобіле- і тракторобудування”. – Харків: НТУ „ХПИ”, 2004. – №16.
19. Сергиенко Н.Е., Сергиенко Д.Е., Рулев В.Н. Сравнение показателей шарнирно-сочлененного трактора с колесным и гусеничным движителем на пахоте // *Вестник НТУ „ХПИ”*. Сборник научных трудов. Тем. вып. „Автомобіле- и тракторостроение”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2005. – №10.

References (transliterated):

1. Ksenevych Y.P., Skotnykov V.A., Liasko M.Y. Khodovaia systema pochva - urozhai. - М.: Ahropromydat, 1985.
2. Shypylov M.A. Vlyianyie uplotnenyia pochvi khodovimy systemamy traktorov na ahrofyzycheskye, byolohycheskye svoistva y plodorodnye obiknovennikh chernozemov TsChZ. Avtoref. dys... kand. s.-kh. nauk. Voronezh, Voronezhskiy SKhY, 1983.
3. Podolko A.P. Vlyianyie uplotnenyia pochvi dvyzhyteliamy traktorov na ee ahrofyzycheskye svoistva y urozhai yachmenia. Avtoref. dys... kand. tekhn. nauk. Zhodyno, 1978.
4. Belov H.D., Podolko A.P. Uplotnenye pochvi traktoramy y urozhai // *Zemledelye*. 1977, №9.
5. Podolko A.P. Vlyianyie uplotnenyia pochvi dvyzhyteliamy traktorov na ee ahrofyzycheskye svoistva y urozhai yachmenia. Avtoref. dys... kand. tekhn. nauk. Zhodyno, 1978.
6. Pereuplotnenye pochv. Prychyni, sledstvyia, puty umenshenyia. Pod redaktsyey V.A. Kovdi. – М.: Nauka, 1987.
7. Kumari R., Kumari P., Sharma B. Agricultural soil compaction under tractor and its management // Modern Technology of Agriculture, Forestry, Biotechnology and Food Science. May 2020. Pp.13-16. Rezhym dostupa: https://www.researchgate.net/publication/341344869_AGRICULTURAL_SOIL_COMPACTION_UNDER_TRAC TOR_AND_ITS_MANAGEMENT.
8. Ksenevych Y.P., Liasko M.Y. O normakh y metodakh otsenky mekhanycheskoho vozdeistvyia na pochvu dvyzhytelei selskokhoziaistvennoy tekhniky //Тракторы и сельхозмашины. М.,1986, № 3.
9. Songül Gürsoy (June 14th 2021). Soil Compaction Due to Increased Machinery Intensity in Agricultural Production: Its Main Causes, Effects and Management, Technology in Agriculture, Fiaz Ahmad and Muhammad Sultan, IntechOpen, DOI: 10.5772/intechopen.98564. Available from: <https://www.intechopen.com/chapters/77140>
10. Zoran I. Mileusnića, Elmira Saljnikovb, Rade L.Radojevića, Dragan V.Petrovića Soil compaction due to agricultural machinery impact // *Journal of Terramechanics* Volume 100, 2022, Pp. 51-60.

11. Liasko M.Y. Uplotniaiushchee vozdeistviye s.-kh. traktorov na pochvu y metodi eho otsenky // Traktori y selkhoz mashyni. 1982, № 10.
12. Böttinger, Stefan: Tyre / Tyre-Soil-Interaction. In: Frerichs, Ludger (Hrsg.): Jahrbuch Agrartechnik 2020. Braunschweig: Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, 2021. – Pp. 1-8.
13. Zolotarevskaya D.Y. Vzymodeistviye koles s hruntom pry posledovatelnikh prokhodakh po odnomu sledu // Yzvestiya TSKhA. Vip. 3. M., 1968.
14. Liasko M.Y., Kutyn L.N. y dr. Vliyanye khodovikh system selkhozhoziaistvennikh traktorov na uplotnenye pochvi y urozhai yachmenia // Traktori y selkhoz mashyni. 1979, №12.
15. Rusanov V.A., Bautyn V.M., Nebohyn Y.O., Yupkov E.S. Vliyanye khodovikh system traktorov na urozhainost propashnikh kultur. // Nauchnie trudi Pochvennoho ynstytuta ym. V.V. Dokuchaeva. Vliyanye s.-kh. tekhniky na pochvu. M., 1981.
16. Hainullyn Y.A., Zainullyn A.R. Vliyanye konstruktyvnykh parametrov dvizhyteley y nahruzochnykh rezhymov traktorov na pochvu // Fundamentalnie yssledovaniya. – 2017. – № 2. – S. 31-36;
17. URL: <https://fundamental-research.ru/article/view?id=41352> (data obrashcheniya: 21.10.2021).
18. Sergienko N.E., Sergienko D.E., Todorov P.P. y dr. Vibor parametrov khodovikh system husenychnykh traktorov // Traktori y selkhozhoziaistvennie mashyni. – M.: Mashynostroeniye, 2003. – №9. – S.13-15.
19. Hudz S.P., Sergienko N.E., Sergienko D.E., Todorov P.P. ta insh. Yssledovanye y opredeleniye ratsyonalnykh parametrov khodovikh system husenychnykh traktorov // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu „Kharkivskiy politekhnichnyi instytut”. Tem. vyp. „Avtomobile- i traktorobuduvannia”. – Kharkiv: NTU „KhPI”, 2004. – №16.
20. Sergienko N.E., Sergienko D.E., Rulev V.N. Sravneniye pokazateley sharnyrno-sochlenennoho traktora s kolesnim y husenychnim dvizhytelem na pakhote // Vestnyk NTU „KhPY”. Sbornyk nauchnykh trudov. Tem. vip. „Avtomobile- y traktorostroeniye”. – Kharkov: NTU „KhPY”. – 2005. – №10.

Надійшла (received) 10.12.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Сергієнко Микола Єгорович (Сергиенко Николай Егорович, Sergienko Nikolay Yegorovich) – 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

Медведєв Микола Григорович (Медведев Николай Григорьевич, Medvediev Mykola Grigorovich), кандидат технічних наук, доцент, Харківський державний автомобільно-дорожній коледж; викладач; м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0002-8409-7721>; e-mail: nursus@ukr.net,

Сергієнко Антон Миколайович (Сергиенко Антон Николаевич, Sergienko Anton Mykolaiovich) кандидат технічних наук, ТОВ «Інтехресурс», директор; м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0001-6067-1672>; e-mail: sergienko2707@gmail.com

Назаров Олександр Іванович (Назаров Александр Иванович, Nazarov Aleksandr Yvanovich), кандидат технічних наук, доцент, 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: hefer64@gmail.com

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

ЗМІСТ

Автомобілебудування

<i>Є.Є. Александров, В.І. Клименко, Д.М. Леонтьєв, М.О. Терновий</i> Математичне моделювання електронної системи курсової стійкості автомобіля.....	3
<i>О.Ю. Ребров, Б.І. Кальченко, О.М. Реброва</i> Визначення кінематичної невідповідності приводів коліс трактора з урахуванням показників шин.....	12
<i>О.О. Островерх</i> Розробка і впровадження комбінованої коробки передач та її застосування на легкових автомобілях.....	22

Тракторобудування

<i>Н.В. Писарська, В.В. Єпіфанов, В.Б. Самородов</i> Директори харківського тракторного заводу і їх внесок у розвиток підприємства.....	32
<i>Є.І. Калінін, В.А. Жилін, Р.М. Петров, Ю.І. Колєсник</i> Тягові якості ведучих коліс під час кочення їх по одному сліду.....	43
<i>В. М. Краснокутський, В. Ю. Ткачов, С .Г. Селевич</i> Аналіз шляхів підвищення тягово-енергетичних властивостей колісних електротракторів тягового класу 0,6.....	52
<i>В.І. Мельник, К.Г. Сировицький, М.Л. Шуляк, О.В. Панкова</i> Методика проведення експериментальних досліджень технічного стану щілинних гідравлічних розпилювачів самохідних обприскувачів.....	60
<i>А.О. Молодан, Є.О. Дубінін, М.М. Потапов, Ю.В. Тарасов, М.В. Полтавський</i> Розробка та застосування технології нейронних мереж для діагностики технічного стану автотракторних двигунів.....	67
<i>О.Ю. Ребров, Б.І. Кальченко, М.Є. Якунін, О.М. Реброва, О.В. Артюшенко</i> Імітаційне моделювання тягово-динамічних показників тракторів на основі польових випробувальних циклів PowerMix.....	80
<i>М.Є. Сергієнко, М.Г. Медведєв, А.М. Сергієнко, О. І. Назаров, Є.С. Пелипенко</i> Вплив сільськогосподарських тракторів на ущільнення ґрунту.....	95

CONTENTS

Automobile

<i>Aleksandrov Ye.Ye., Klymenko V.I., Leontiev D.M., Ternovyi M.O.</i> Mathematical modeling of the electronic system of exchange rate stability of the car	3
<i>Klets D.M., Bondarenko A. I., Pelypenko E. S.</i> Determination of partial accelerations of a two-axle machine with all steered wheels.....	12
<i>Ostroverkh A.O.</i> Development and implementation of a combined transmission and its application in passenger cars.....	22

Tractor Construction

<i>Pysarska N.V., Yepifanov V.V., Samorodov V.B.</i> Directors of the kharkiv tractor plant and their contribution to the development of the enterprise.....	32
<i>Kalinin E.I., Zhilin V.A., Petrov R.M., Koliesnik Y.I.</i> Traction qualities of the driving wheels when rolling them along one track.....	43
<i>Krasnokutskiy V.M., Tkachov V. Y., Selevich S .G.</i> Analysis of ways of increase of traction and energy properties of wheeled electric tractors of traction class 0,6.....	52
<i>Melnyk V.I., Sirovitskiy K.G., Shulyak M.L., Pankova O.V.</i> Procedure of experimental researches of the technical condition of slotted hydraulic pulverizers for self-propelled spraying machines.....	60
<i>Molodan A.A., Dubinin Ye.A., Potapov M.M., Tarasov Yu.V., Poltavskiy M.V.</i> Development and application of neural networks technology for diagnostics of the technical condition of automobile and tractor engines.....	67
<i>Rebrov O.Y., Kalchenko B.I., Yakunin M.E., Rebrova O.M., Artiushenko O.V.</i> Simulation modeling of traction and dynamic indicators of tractors on the basis of powermix field cycles test.....	80
<i>N.Ye. Sergienko, N.G. Medvedev, A.N. Sergienko, A.I. Nazarov, E.S. Pelypenko</i> Influence of agricultural tractors on soil compaction.....	95

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХП».
СЕРІЯ: АВТОМОБІЛЕ- ТА ТРАКТОРОБУДУВАННЯ**

Збірник наукових праць

№ 1'2021

Наукові редактори: Самородов В.Б., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХП», Україна
Бондаренко А. І. д-р техн. наук, доцент, НТУ «ХП», Україна
Технічний редактор: Пелипенко Є.С., канд. техн. наук, НТУ «ХП», Україна

Відповідальний за випуск: Бондаренко А. І. д-р техн. наук, доцент, НТУ «ХП»

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХП».
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. 97. Облік.-вид. арк. 11. 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.