

ISSN 2078-6840



ВІСНИК

Національного технічного університету
«ХПІ»

Серія: Автомобіле- і тракторобудування

№ 1'2022

Харків
2022

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**

№ 1'2022

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

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

№ 1'2022

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Kharkiv
NTU "KhPI", 2022

Харків
НТУ «ХПІ», 2022

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», 2022. – № 1'2022. – 126 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, 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:

Ребров О. Ю., д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»,
Україна

Заст. головного редактора:

Кожушко А.П., 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, проф., СНАУ, Україна

Клец Д. М., д-р техн. наук, проф., ХНАДУ, Україна

Зубко В.М., д.т.н., проф. СНАУ, Україна

Єпіфанов В.В., к.т.н., доцент, директор ННІ МІТ
НТУ «ХПІ», Україна

Калінін Є. І., д.т.н. проф., Національний
університет біоресурсів і природокористування
України

Клименко В. І. д.т.н., проф. ХНАДУ, Україна

Відповідальний секретар:

Шевцов В. М., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Editorial Board

Editor-in-chief:

Rebrov O. Y., dr. tech. sc., prof., NTU "KhPI",
Ukraine

Deputy editor-in-chief:

Kozhushko A.P., 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., prof., SNAU,
Ukraine

Klets D. M., dr. tech. sc., prof., KNAHU, Ukraine

Zubko V.M. dr. tech. sc., prof. SNAU, Ukraine

Yepifanov V.V. Ph.D., docent, Director IES MET NTU
"KhPI", Ukraine

Kalinin Y.I. dr. tech. sc., prof The National University of
Life and Environmental Sciences of Ukraine

Klymenko V.I. dr. tech. sc., prof KNAHU, Ukraine

Executive secretary:

Shevtsov V.M., Ph.D., docent, NTU "KhPI", Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ
«ХПІ». Протокол №10 від 20 грудня 2022 р.

© Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2022

К.Е. ГОЛЕНКО, Ю.І. ВОЙЧИШИН, Є.І. ЯКОВЕНКО, О.З. ГОРБАЙ, О.Ю. РУДИК

АНАЛІЗ ВПЛИВУ РІЗНИХ ТИПІВ КОМПОНОВКИ КУЗОВІВ АВТОБУСІВ НА ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ ПОТОКІВ ПОВІТРЯ В УМОВАХ ВИМУШЕНОЇ КОНВЕКЦІЇ САЛОНУ

В роботі запропонований аналіз впливу п'яти видів компоновки кузовів міських автобусів на формування потоків повітря в салоні, згенерованих вентилятором мотовідсіку в умовах вимушеної конвекції. Авторами проведено три типи випробувань з різними крайовими умовами у розрахунковому модулі ANSYS Fluent: вхідною швидкістю потоків від вентилятора мотовідсіку, температурою потоків та середовища, внутрішньою та зовнішньою конвекцією. За результатами імітації натурних випробувань встановлено, що найбільш ефективним є варіант компоновки автобуса з розташуванням двигуна горизонтально у задньому звісі.

Ключові слова: салон, компонування, температура, швидкість повітря, температурна карта, конвекція, компоновка, міський автобус, салон автобусу, вентиляція, мікроклімат.

К. HOLENKO, Y. VOICHYSHYN, Y. YAKOVENKO, O. HORBAY, O. RUDYK

INFLUENCE ANALYSIS OF THE DIFFERENT TYPES BUS BODY COMPOSITION ON THE CHARACTERISTICS OF THE AIR FLOWS FORMATION IN CONDITIONS OF FORCED CABIN CONVECTION

The paper proposes the influence analysis of five types of city bus body layouts on the air flows formation in the cabin, generated by the motor compartment fan under conditions of forced convection. The authors conducted three types of tests with different boundary conditions in the finite element calculation module of ANSYS Fluent: the input velocity of the flows from the motor compartment fan, the temperature of the flows and the environment, internal and external convection. According to the results of simulated field tests, it was established that the most effective is the layout of the bus with the engine located horizontally in the rear overhang. Such a layout is relatively expensive from the point of view of production, because it requires the installation of the opposite type of "boxer" engine in most cases, which is characterized by a higher cost, complexity of maintenance and is less common in contrast to V-type internal combustion engine schemes. However, air circulation occurs throughout the cabin the most effectively in this layout scheme, taking into account the driver's cabin and other locations. Layouts with central positioning of the engine (vertical and horizontal) also deserve attention - they ensure a symmetrical distribution of air in the front and rear of the bus body, which can be especially relevant in the cold period of the year.

Key words: interior, layout, temperature, air speed, temperature map, convection, layout, city bus, bus interior, ventilation, microclimate.

Вступ. Протягом поточного десятиріччя з врахуванням тенденцій до посилення конкуренції на ринку пасажирських перевезень комфортність останніх постає надзвичайно важливою проблемою перед інженерами й науковцями та включає в себе не тільки плавність і швидкість руху, екологічно чисті матеріали та зручну ергономіку, а також і таке поняття, як мікроклімат внутрішнього середовища транспортного засобу. За умови забезпечення комфортного температурного режиму пасажир чи водій фізично та емоційно відчувають себе краще, зберігають заряд сил та уваги, а, відповідно, й сама поїздка проходить більш комфортно та якісно.

Розвиток вітчизняного автобусобудування продиктовано потребами відповідності діючим в країнах ЄС нормативним вимогам щодо забезпечення перевезення у міському транспорті пасажирів з обмеженими фізичними можливостями, що в свою чергу формує предметні вимоги до компоновки міських автобусів. Так, згідно з Правил №107 ЄЕК ООН, що діють в Україні, рівень підлоги міських та приміських автобусів має відповідати висоті 340-360 мм (рівень тротуару) та забезпечувати прохід в салон без сходинок щонайменше у передній та центральній частині кузова. Тип кузова із рівномірно низьким рівнем підлоги по всій його довжині без сходинок у дверних проїмах має назву Low-floor та застосовується переважно в класі «таксі», що є раціональним для великих міст (загальна довжина - 12 м). Варіації такого

типу кузова можуть мати різні компоновки мотовідсіку у задньому звисі (горизонтальне або вертикальне положення), центральне (вертикальний мотовідсік у вигляді шафи або горизонтальний пандус з опозитним двигуном), тощо. Очевидно, кожен з таких різних за своєю концепцією типів кузовів має свої особливості вентиляції, обігріву, тощо, параметри яких визначаються низкою норм, включно й Правилами №107 ЄЕК ООН. Так, якщо в кабіні водія буде занадто спекотно або недостатньо тепло, його сенсомоторні реакції можуть проходити з певними порушеннями: реакція буде сповільнюватись, почне проявлятися погане самопочуття. Відповідно, в умовах екстреної ситуації водій не зможе вчасно і коректно зреагувати, виконавши маневр або екстрене гальмування, що призведе до ДТП. Невідповідність основних мікрокліматичних параметрів негативно впливатиме на пасажирів - такі перевезення будуть несприятливі, як для перевізників, так і для пасажирів, що призведе до пошуку більш комфортних альтернативних перевезень останніми з відповідними фінансовими наслідками для власників пасажирських компаній, що здійснюють перевезення.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. На сьогоднішній день в науковому світі питання досліджень по мікроклімату транспортних засобів є дуже популярним та не стоїть на місці. Існує безліч вчених, які займаються дослідженнями в даній галузі, як в Україні, так і за кордоном, що продиктовано не тільки наукою, але й потребами самого бізнесу. Для прикладу наведемо деяких вчених, зокрема Кравченко О.П. [1], де автором розглядається формування комфортного мікроклімату в салоні автобуса шляхом визначення тепловтрат. Автором Е.Т. Tosun розглядаються такі задачі, як ексергетичний аналіз системи кондиціонування міжміських автобусів [2]. Ця тематика доповнюється публікацією [3] про можливість CFD моделювання внутрішнього середовища в транспортному засобі та [4] щодо оцінки комфортності їзди пасажирів за допомогою комп'ютерного моделювання. У роботах [5,6] йдеться про особливості прогріву салонів автобусів, включно з електробусами, що набуває актуальності в тому числі в Україні (на даний момент ведуться розробки автобусів на електричній тязі). Дослідження на тему теплового комфорту наводяться у публікаціях [7-9], а нормативні вимоги згідно Правил ЄЕК ООН [10] корисно доповнюють багаж знань в даній сфері.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є дослідити розподіл температури по салону автобуса із застосуванням додаткового вентилятора, який встановлюється на стінці мотовідсіку, при різних компоновках міських автобусів; перевірити вплив змінних крайових умов (швидкість теплових потоків, вхідна температура та конвекція) на ефективність заповнення теплим повітрям внутрішнього простору, включаючи місця пасажирів та робоче місце водія.

Варіанти розміщення двигуна в автобусах. В наш час у світі існує безліч різних моделей та модифікацій автобусів, що ускладнює наші дослідження, адже потребує аналізу багатьох варіантів компоновальних схем. В зв'язку з тим, що ми будемо моделювати повітряні потоки від вентилятора, який встановлюється на мотовідсіку, нам спочатку слід навести варіанти розміщення двигунів в автобусах, зокрема розглянути ті моделі, які експлуатуються в Україні.

На рис. 1 показано різні типи автобусів залежно від розташування двигуна: 1а - розташування двигуна спереду над передньою віссю в салоні біля водія; 1б - капотна компоновка (відокремлений від всього салону); 1в - розташування двигуна посередині горизонтально є в сучасних автобусах доволі рідким явищем, проте всі ми знаємо автобус Ікарус 280, де така схема була розповсюдженою; 1г - відносно рідкісна компоновка з розташуванням двигуна вертикально в шафі-тумбі; 1д, 1е - найбільш популярні варіанти компоновки з двигуном у задньому звисі. В даному випадку ми маємо два варіанти розміщення: горизонтально (рис. 1д) з припіднятими в салоні сидіннями заднього ряду; вертикально в шафі-тумбі (рис. 1е), що зберігає 100% площі низької підлоги, але скорочує посадкову формулу на декілька сидячих місць. Така компоновка є найбільш популярною серед сучасних міських автобусів не в останню чергу завдяки встановленню V- та R-подібних двигунів, що є суттєво доступніші за собівартістю та обслуговуванням за опозитні Voхer.



Рис. 1 - Види автобусів згідно розташування двигуна:

а – Атаман А092; б – ТУР 407; в – Ікарус 280; г – МАЗ 215; д – ЛАЗ 13,5LE; е – Електрон А18501

Теоретичний огляд. Оскільки в даній роботі досліджується теплообмін в салоні автобуса, тобто перенесення теплових мас, нам слід розглянути деякі поняття законів, що характеризують дані фізичні процеси. Основним терміном є тепловий потік Q – величина, яка характеризує перенесення тепла за одиницю часу (1):

$$Q = \frac{\delta Q_{\tau}}{d\tau} \quad (1)$$

де: Q_{τ} – зміна кількості тепла за одиницю часу $\delta\tau$.

Густина теплового потоку характеризується відношенням теплового потоку dQ до одиниці площі поверхні dF та визначається за допомогою (2):

$$q = \frac{dQ}{dF} \quad (2)$$

Далі потрібно скласти рівняння збереження теплоти. Нам потрібно в об'ємі салону автобуса виділити елементарний об'єм $dV = dxdydz$.

Рівняння збереження теплоти для елементарного об'єму матиме вигляд:

$$\delta Q_{\tau 1} + \delta Q_{\tau 2} = \delta Q_{\tau 3} \quad (3)$$

де: $\delta Q_{\tau 1}$ – кількість теплоти, що входить в елементарний об'єм шляхом теплопровідності за час $d\tau$; $\delta Q_{\tau 2}$ – кількість теплоти, що виділилась за час $d\tau$ за рахунок внутрішніх джерел; $\delta Q_{\tau 3}$ – зміна ентальпії в елементарному об'ємі за час $d\tau$.

Загальну кількість теплоти, що надходить до елементарного об'єму, представимо у наступному вигляді:

$$\delta Q_{\tau 1} = Q_{\tau x} + \delta Q_{\tau y} + \delta Q_{\tau z} \quad (4)$$

Далі розпишемо складові рівняння (4) по елементарному об'єму з врахуванням коефіцієнту теплопровідності середовища λ :

$$\delta Q_{\tau x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) dxdydzd\tau, \delta Q_{\tau y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) dydxdzd\tau, \delta Q_{\tau z} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right) dzdxdydzd\tau \quad (5)$$

Закон збереження теплоти для елементарного об'єму матиме наступний кінцевий вигляд (6):

$$q_v + \operatorname{div} \lambda \nabla t = \rho c \frac{dt}{d\tau} \quad (6)$$

де: ∇ - оператор Набла; ρ – густина; c – теплоємність.

Аналіз результатів дослідження. В ході даної наукової роботи був змодельований рух повітряних мас, які створюються додатковим вентилятором (вимушена конвекція) по салону автобуса для 5-ти різних розташування двигуна:

- А - спереду;
- Б - посередині вертикально;
- В - посередині горизонтально;
- Г - горизонтально у задньому звисі;
- Д - вертикально у задньому звисі.

Для повноти експерименту до крайових умов розрахунку було додано 3 режими роботи вентилятора з такими вихідними даними:

- 1-й – швидкість повітря 0.25 м/с та температура 45 °С;
- 2-й – швидкість повітря 0.5 м/с та температура 50 °С;
- 3-й – швидкість повітря 0.75 м/с та температура 55 °С.

Для моделювання в програмному середовищі ANSYS Fluent нам потрібно задати наступні вихідні розрахункові параметри, що наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Вихідні параметри для розрахунків

№	Параметр	Одиниця виміру	Значення 1 режим	Значення 2 режим	Значення 3 режим
1	Швидкість повітря	м/с	0.25	0.5	0.75
2	Вхідна температура	К	318	323	328
3	Конвекція повітря	Вт/м ² К	25	25	25

Розрахунок базується на моделюванні руху теплових мас по салону автобуса на базі спрощеної просторової Solid-моделі внутрішнього простору салону міського автобуса, що розбивається на кінцеві елементи в середовищі Ansys Fluent з подальшою візуалізацією руху повітряних мас по салону автобуса. В якості обладнання для МКЕ-аналізу виступала наступна конфігурація: 2 Intel Xeon фізичні процесори (24 ядра загалом), RAM 48 Gb, NVIDIA GeForce 4Gb video. Час розрахунку на кожену модель склав порядку 1.5-2 години.

Результати розрахунків компоновки з розташуванням двигуна спереду

Якщо подивитись на рис. 2а, 2б та 2в, то видно, що повітряний потік виходить із вентилятора, розташованого на мотовідсіку в передній частині салону автобуса. На рівні підлоги в кабіні водія створюється температура відповідно 25°С, 27°С та 30°С. Швидкість повітря на рівні підлоги складає 0.2, 0.4 та 0.6 м/с відповідно. Температура в салоні коливається для кожного з режимів так: 14-18°С, 16-20°С та 19-23°С відповідно. Якщо проаналізувати рух повітряних мас в місці найбільшого скупчення людей (накопичувальна площадка), то можна побачити на рис. 1б та 1в, що при роботі вентиляторів на 2-му чи 3-му режимі повітряні маси потраплятимуть на цю ділянку салону більше, ніж в першому випадку, а швидкість повітря становить 0.05-0.18, 0.1-0.35 та 0.15-0.45 м/с відповідно. Аналізуючи розподіл температур по салону автобуса, можна сказати, що найменш опалювальною є задня частина салону. Там рівень температури становить 14-18°С, 16-20°С та 19-23°С. Як видно найбільше обігрівується зона на рівні підлоги в кабіні водія, адже там в нас відбувається вихід повітряних мас із вентилятора. Температура становить, як вище було сказано, залежно від режиму роботи вентилятора 25-30°С.

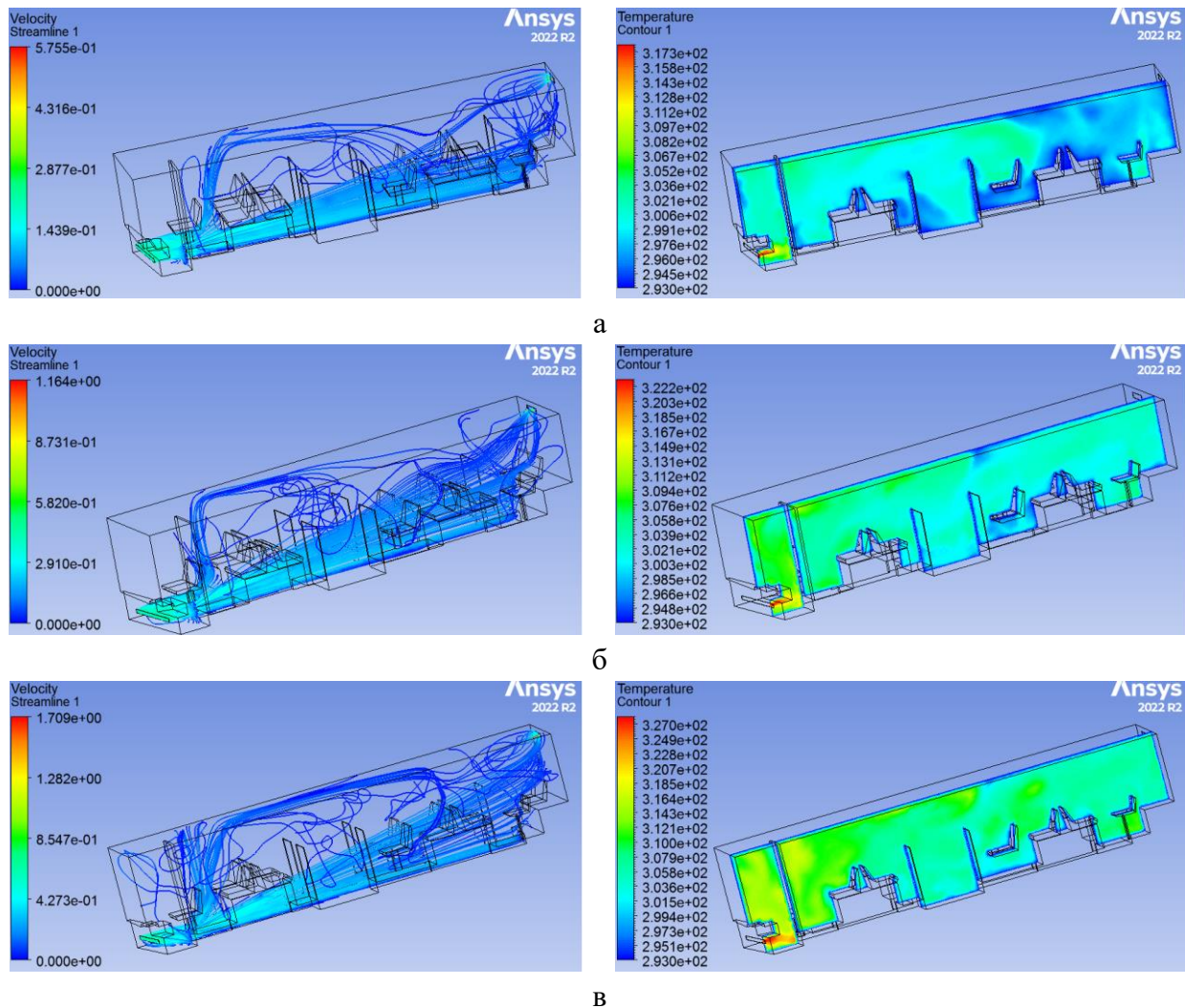


Рис. 2 - Розподіл швидкостей повітря та температур по салону автобуса з розташуванням двигуна спереду: а – 1-й режим роботи вентилятора; б – 2-й режим роботи вентилятора; в – 3-й режим роботи вентилятора

Аналіз результатів розрахунків при розташуванні двигуна посередині вертикально

На рис. 3а, 3б та 3в, показано розсіювання повітряних мас при умові, що 3 додаткові вентилятори встановлені на мотовідсіку, який знаходиться посередині салону. Видно, що повітряний потік виходить із вентиляторів до переду, заду та середніх дверей автобуса. Розглянувши рис. 3а та 3б, ми бачимо, що повітряні маси потрапляють в кабінку водія в невеликій кількості зі швидкістю повітря приблизно 0,2-0,22 та 0,4-0,5 м/с відповідно. При роботі вентилятора на 3-му режимі повітряні маси в кабінку водія можна сказати, що не потрапляють - швидкість повітря буде надзвичайно малою, тому ми приймаємо що буде 0 м/с. Температура в кабінку водія знаходиться на рівні 18⁰С, 20⁰С та 23⁰С відповідно. Таким чином, ми маємо рівномірний розподіл температур на робочому місці водія.

Далі слід розглянути накопичувальну площадку: за рахунок того, що вихід повітряних мас відбувається з цієї області, ми маємо інтенсивні турбулентні повітряні потоки зі швидкостями повітря 0.22, 0.4 та 0.6 м/с відповідно. В задній частині автобуса у всіх випадках інтенсивність руху повітря є високою та становить 0.22, 0.4 та 0.6 м/с відповідно. Дивлячись на температурні карти, видно, що інтенсивно нагрівається середня частина салону автобуса в місцях виходу гарячого повітря із вентиляторів (особливо на третьому режимі роботи). Рівень температур на рівні накопичувальної площадки становить 25-27⁰С, 27-29⁰С та 30-32⁰С, що є доволі нагрітим місцем в салоні автобуса.

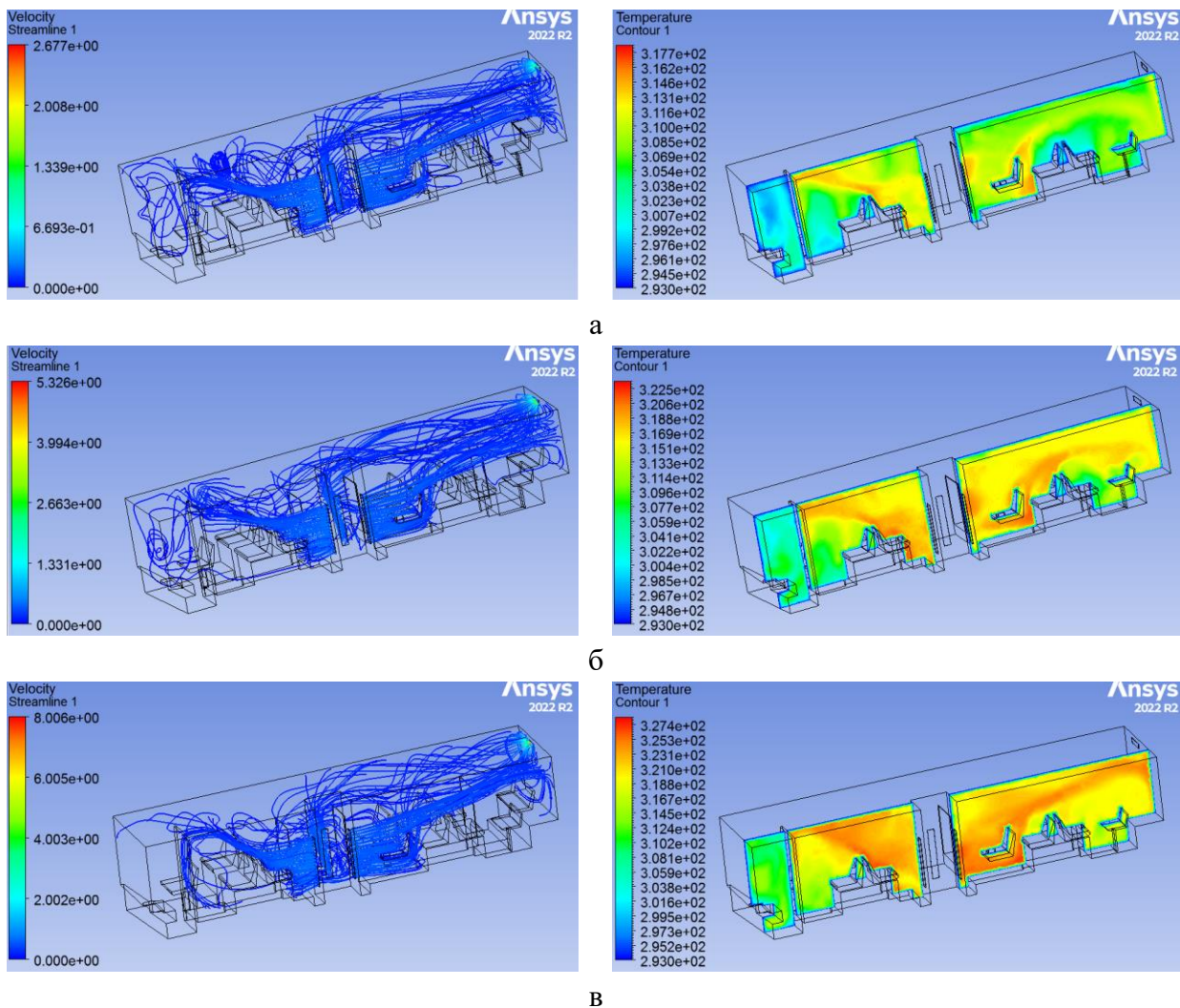


Рис. 3 - Розподіл швидкостей повітря та температур по салону автобуса з розташуванням двигуна посередині вертикально: а – при першому режимі роботи вентилятора; б – при другому режимі роботи вентилятора; в – при третьому режимі роботи вентилятора

Аналіз результатів розрахунків при розташуванні двигуна посередині горизонтально

Тепер розглянемо випадок при наявності двох додаткових вентиляторів, що розташовані по суті на підлозі, адже в даному випадку незначне підвищення рівня підлоги на території накопичувальної площадки слугує і мотовідсіком для опозитного двигуна, розташованого в базі. Як бачимо, інтенсивний розподіл повітря по салону відбувається в 1-му випадку (рис. 4а). В кабіні водія, а також в передній частині пасажирського салону повітря розсіюється інтенсивно турбулентними потоками зі швидкістю 0.2 – 0.22 м/с. При збільшенні швидкості виходу повітря його рух спрямовується догори і далі розсіюється на рівні стелі (рис. 3б, 3в). Швидкість повітря на рівні підлоги та рівні голови сидячого пасажиря є менша, ніж в першому випадку (в окремих локаціях становить 0,05 м/с). В задній частині (рис. 3б) рівень швидкостей повітря становить близький до 0 м/с. Дивлячись на температурні карти салону автобуса, видно, що в третьому випадку обігрів салону відбувається найкраще - рівень температур сягає 19-21⁰С. Найгірше обігрів салону проходить для першого режиму роботи вентиляторів. Рівень температур по салону, не враховуючи місця виходу, становить 14-16⁰С.

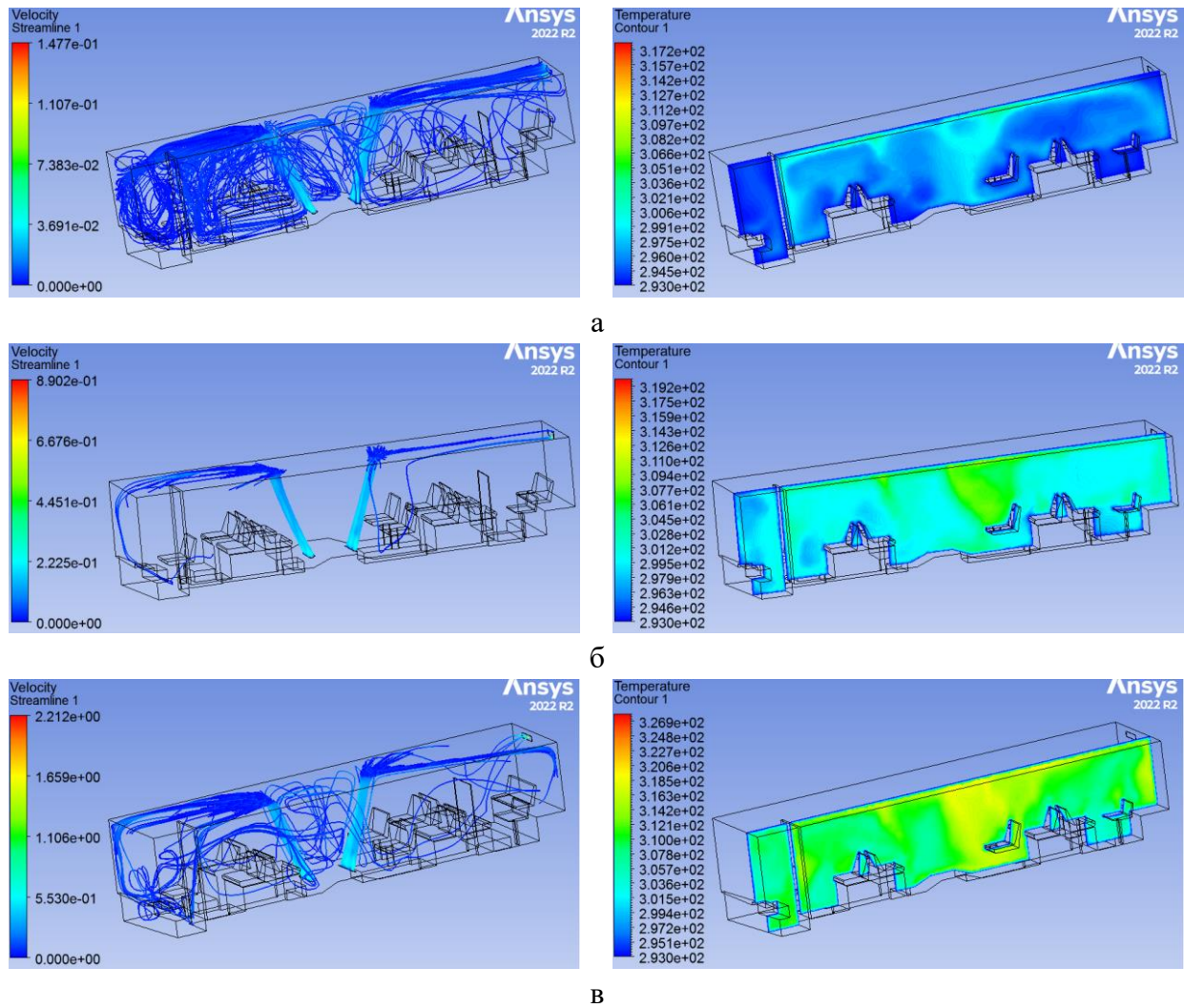


Рис. 4 - Розподіл швидкостей повітря та температур по салону автобуса з розташуванням двигуна посередині горизонтально: а – 1-й режим роботи вентилятора; б – 2-й режим роботи вентилятора; в – 3-й режим роботи вентилятора

Аналіз результатів розрахунків при розташуванні двигуна вертикально у задньому звісі

В даному випадку маємо компоновку салону найбільш вживаного міського низькопідлогового автобуса у більшості країн ЄС. Повітряний потік із додаткового вентилятора розсіюється на рівні вище голови стоячого пасажира. В 1-му (рис. 5а) та 2-му випадку (рис. 5б) циркуляція повітря в кабіні водія є інтенсивною зі швидкостями 0.18, 0.35 м/с відповідно. При 3-му режимі роботи вентилятора повітряні маси потрапляють в кабіну водія в меншій кількості, але зі швидкістю повітря 0.45 м/с (рис. 5в). Рівень швидкостей повітря на рівні накопичувальної площадки становить приблизно 0.15, 0.3 та 0.4 м/с відповідно. Згідно з температурних карт у всіх трьох випадках найбільш гаряче повітря помічено в задній частині автобуса (19, 21 та 24⁰С відповідно). В даному випадку кабіна водія є менш обігрітою, ніж салон. Температура коливається в межах 18-19⁰С, 20-21⁰С та 23-24⁰С відповідно.

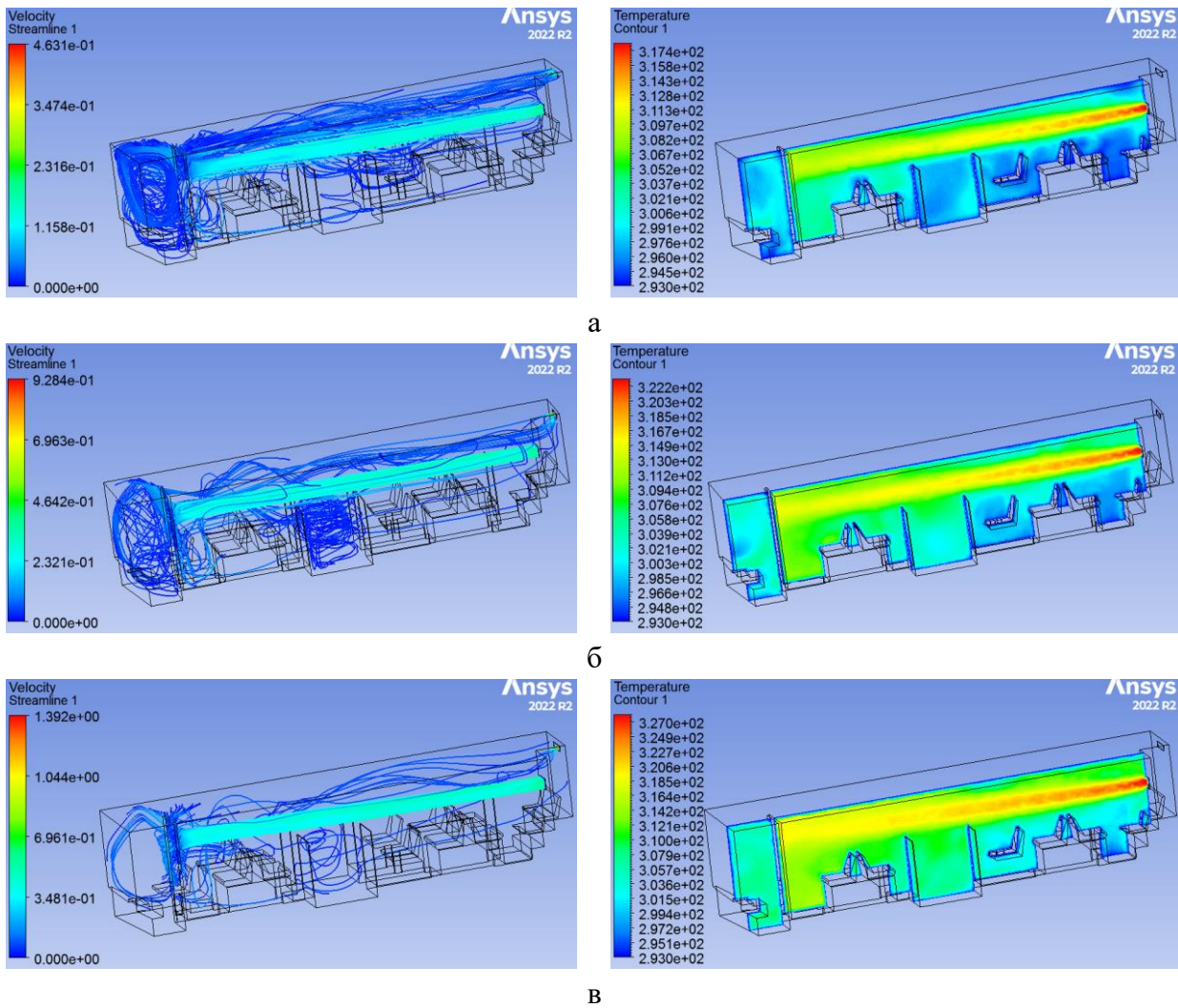


Рис. 5 - Розподіл швидкостей повітря та температур по салону автобуса з розташуванням двигуна ззаду вертикально: а – 1-й режим роботи вентилятора; б – 2-й режим роботи вентилятора; в – 3-й режим роботи вентилятора

Аналіз результатів розрахунків при розташуванні двигуна горизонтально у задньому звісі

Інтенсивність розподілу повітряних мас по салону автобуса при 3-х режимах роботи додаткового вентилятора, що розташований в задній частині автобуса на рівні ніг сидячого пасажера, є майже однаковою. По всьому салону автобуса повітря розподіляється приблизно з незмінними швидкостями (якщо не враховувати місця виходу повітря). Швидкість повітря по салону в задній частині є високою та становить 0,4, 0,45 та 0,6 м/с відповідно. Посередині салону швидкість повітря становить 0,18, 0,35 та 0,45 м/с відповідно. В кабінку водія повітряні потоки потрапляють дещо менше, але інтенсивність руху повітря залишається високою та становить 0,17, 0,3 та 0,4 м/с відповідно. Температурні карти салону показують, що найбільший рух повітря є в зоні ніг сидячого пасажера (задній ряд сидінь). Рівень температур там сягає 26⁰С, 28⁰С та 31⁰С відповідно. Рівень температур у середній частині салону становить 20⁰С, 22⁰С та 25⁰С. Кабіна водія є менш обігрітою - рівень температур сягає 18⁰С, 20⁰С та 23⁰С. Всі отримані результати зведено таблицях (табл. 2 та 3).

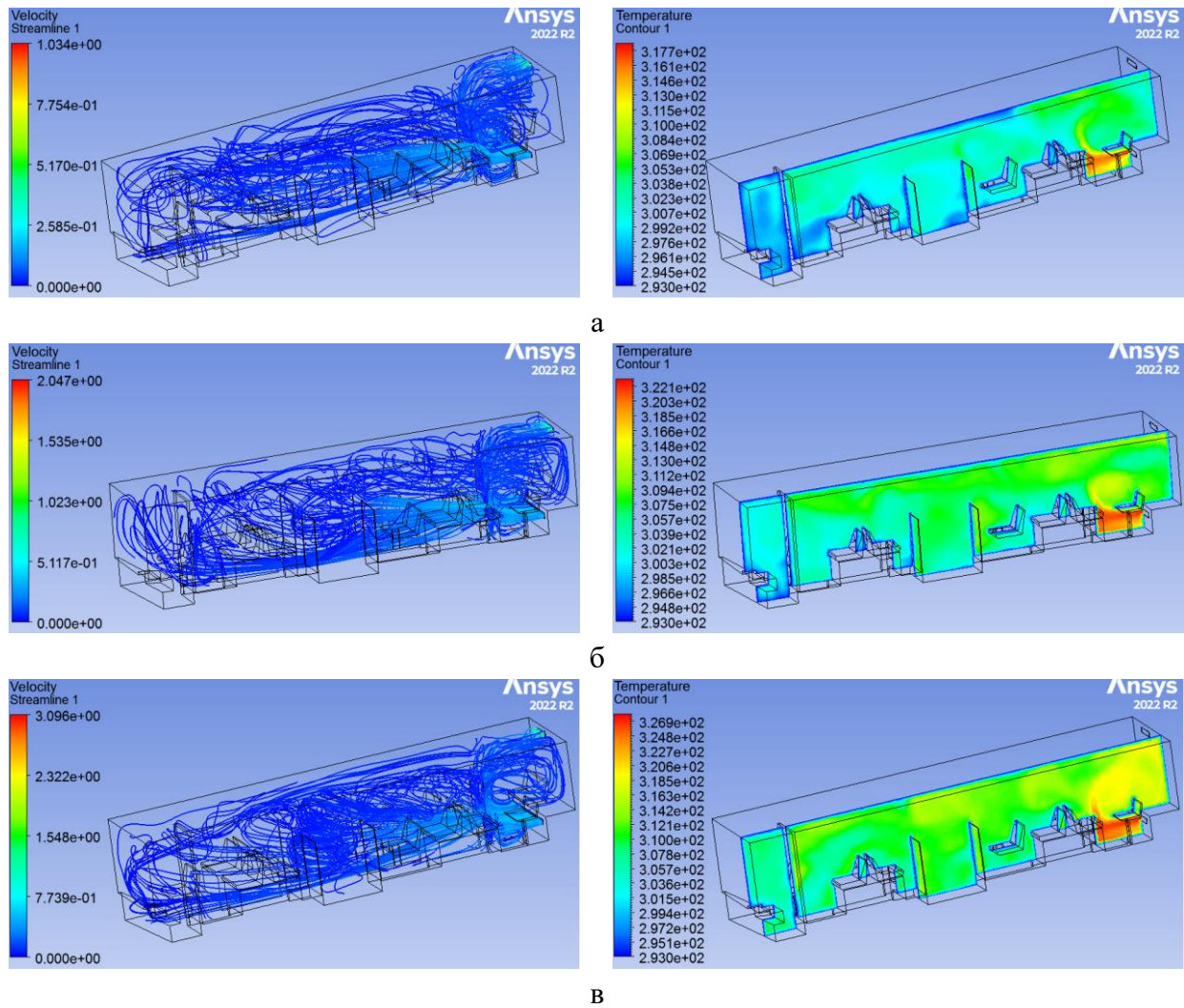


Рис. 6 - Розподіл швидкостей повітря та температур по салону автобуса з розташуванням двигуна у задньому звісі горизонтально: а – 1-й режим роботи вентилятора; б – 2-й режим роботи вентилятора; в – 3-й режим роботи вентилятора

Таблиця 2 – Значення температур (°C) в різних ділянках салонів автобусів

№	Розміщення двигуна	Рівень салону	Кабіна водія			Накоп. площадка			Задня площадка		
			I	II	III	I	II	III	I	II	III
1.	А	Підлоги	25	27	30	18	20	23	18	20	23
2.		Поясу	19	21	24	18	20	23	14	16	19
3.		Голови	18	19	22	18	20	23	14	16	19
4.	Б	Підлоги	18	20	23	25	27	30	18	20	23
5.		Поясу	18	20	23	27	29	32	18	20	23
6.		Голови	18	20	23	27	29	32	20	22	25
7.	В	Підлоги	14	16	19	14	16	19	14	16	19
8.		Поясу	14	16	19	14	16	19	16	18	21
9.		Голови	14	16	19	18	20	23	16	18	21
10.	Г	Підлоги	18	20	23	19	21	24	16	18	21
11.		Поясу	18	20	23	20	22	25	16	18	21
12.		Голови	19	21	24	20	22	25	22	24	27
13.	Д	Підлоги	18	20	23	20	22	25	26	28	31
14.		Поясу	18	20	23	20	22	25	24	26	29
15.		Голови	18	20	23	20	22	25	21	23	26

Таблиця 3 - Швидкість повітря по салонах автобусів в залежності від розміщення двигуна, м/с

№	Розміщення двигуна	Рівень салону	Кабіна водія			Накоп. площадка			Задня площадка		
			I	II	III	I	II	III	I	II	III
1.	А	Підлоги	0.2	0.4	0.6	0.18	0.35	0.45	0.13	0.25	0.4
2.		Поясу	0.05	0.1	0.15	0.18	0.35	0.45	0.1	0.2	0.3
3.		Голови	0.02	0.05	0.06	0.05	0.1	0.15	0.05	0.1	0.15
4.	Б	Підлоги	0.2	0.4	0	0.22	0.4	0.6	0.22	0.4	0.6
5.		Поясу	0.22	0.5	0	0.22	0.4	0.6	0.22	0.4	0.6
6.		Голови	0.22	0.5	0	0.22	0.4	0.6	0.22	0.4	0.6
7.	В	Підлоги	0.2	0.4	0.6	0.22	0.05	0.6	0.2	0	0.2
8.		Поясу	0.2	0.4	0.6	0.22	0.05	0.6	0.2	0	0.2
9.		Голови	0.2	0.4	0.6	0.22	0.05	0.6	0.2	0	0.2
10.	Г	Підлоги	0.18	0.35	0.45	0.15	0.3	0.4	0.22	0.4	0.6
11.		Поясу	0.18	0.35	0.45	0.15	0.3	0.4	0.22	0.4	0.6
12.		Голови	0.18	0.35	0.45	0.15	0.3	0.4	0.22	0.4	0.6
13.	Д	Підлоги	0.17	0.3	0.4	0.18	0.35	0.45	0.22	0.4	0.6
14.		Поясу	0.17	0.3	0.4	0.18	0.35	0.45	0.22	0.4	0.6
15.		Голови	0.17	0.3	0.4	0.18	0.35	0.45	0.2	0.4	0.6

Висновки.

1. Однією із важливих тематик в автомобільному науковому світі є дослідження мікроклімату салонів міських автобусів, адже комфортні умови пасажирських перевезень є основою їх комерційної складової з однієї сторони та запорукою безпеки руху (втома та реакції водія) – з іншої. Водночас показники комфорту є достатньо конкретними й продиктованими низкою Правил ЄЕК ООН, що визначають саме поняття сертифікації транспортних засобів.

2. Аналізуючи різні варіанти компоновок автобусів, можна сказати, що найбільш популярною характеризується схема з розташуванням двигуна вертикально у задньому звісі, що продиктовано наявністю широкої гама V-подібних двигунів та відносно доступним їх обслуговуванням. Додатковим аргументом слугує отримання 100% рівної площі підлоги з низьким рівнем (Low-floor).

3. За допомогою програмного забезпечення Ansys Fluent та напрацьованих досліджень по формуванню крайових умов було змодельовано рух повітряних мас для різних компоновок автобусів з відповідними детальними висновками та показниками. Результати розрахунків показали, що найбільш ефективною можна вважати компоновку з горизонтальним розміщенням двигуна у задньому звісі. В такому разі в нас циркуляція повітря проходить по всьому салону, враховуючи кабіну водія.

Список літератури

1. Kravchenko, O., Hrabar, I., Gerlici, J., Chuiko, S., & Kravchenko, K. (2021). Forming Comfortable Microclimate in the Bus Compartment via Determining the Heat Loss. Communications - Scientific letters of the University of Zilina, 23(2), B150-157.
2. E. Tosun, M. Bilgili, G. Tuccar, A. Yasar, and K. Aydin, "Exergy analysis of an inter-city bus air-conditioning system," International Journal of Exergy, vol. 20, no. 4, pp. 445-464, Jan. 2016.
3. Danca, P., Bode, F., Nastase, I., & Meslem, A. (2017). On the Possibility of CFD Modeling of the Indoor Environment in a Vehicle. Energy Procedia, 112, 656-663.
4. DIZO, J. Evaluation of ride comfort for passengers by means of computer simulation. Manufacturing Technology [online]. 2015, 15(1), p. 8-14. ISSN 1213-2489.
5. Shangmai Chen, Wei Yang, Haimei Wu, Rongbin Deng, Tao Li, Yang Guo & Zunlong Jin (2022) Experimental study on the heating performance of transcritical CO₂ heat pump for electric buses, Science and Technology for the Built Environment, DOI: 10.1080/23744731.2022.2133855

6. Vehviläinen, M.; Lavikka, R.; Rantala, S.; Paakkinen, M.; Laurila, J.; Vainio, T. Setting Up and Operating Electric City Buses in Harsh Winter Conditions. *Appl. Sci.* **2022**, *12*, 2762.
7. Niemyi, S.. (2020). FEATURES OF CALCULATION OF THE TEMPERATURE STATE OF THE BUS SALON. *Bulletin of Lviv State University of Life Safety*. 22. 78-84. 10.32447/20784643.22.2020.10.
8. Pimenta, A. M., & Assunção, A. A. (2015). Thermal discomfort and hypertension in bus drivers and chargers in the metropolitan region of Belo Horizonte, Brazil. *Applied ergonomics*, *47*, 236-241.
9. Walgama, C., Fackrell, S., Karimi, M., Fartaj, A., & Rankin, G. (2006). Passenger Thermal Comfort in Vehicles - A Review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, *220*(5), 543-562.
10. Regulation No 107 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE) — Uniform provisions concerning the approval of category M2 or M3 vehicles with regard to their general construction [2018/237].

References (transliterated)

1. Kravchenko, O., Hrabar, I., Gerlici, J., Chuiko, S., & Kravchenko, K. (2021). Forming Comfortable Microclimate in the Bus Compartment via Determining the Heat Loss. *Communications - Scientific letters of the University of Zilina*, *23*(2), B150-157.
2. E. Tosun, M. Bilgili, G. Tuccar, A. Yasar, and K. Aydin, "Exergy analysis of an inter-city bus air-conditioning system," *International Journal of Exergy*, vol. 20, no. 4, pp. 445–464, Jan. 2016.
3. Danca, P., Bode, F., Nastase, I., & Meslem, A. (2017). On the Possibility of CFD Modeling of the Indoor Environment in a Vehicle. *Energy Procedia*, *112*, 656-663.
4. DIZO, J. Evaluation of ride comfort for passengers by means of computer simulation. *Manufacturing Technology [online]*. 2015, 15(1), p. 8-14. ISSN 1213-2489.
5. Shangmai Chen, Wei Yang, Haimei Wu, Rongbin Deng, Tao Li, Yang Guo & Zunlong Jin (2022) Experimental study on the heating performance of transcritical CO₂ heat pump for electric buses, *Science and Technology for the Built Environment*, DOI: 10.1080/23744731.2022.2133855
6. Vehviläinen, M.; Lavikka, R.; Rantala, S.; Paakkinen, M.; Laurila, J.; Vainio, T. Setting Up and Operating Electric City Buses in Harsh Winter Conditions. *Appl. Sci.* **2022**, *12*, 2762.
7. Niemyi, S.. (2020). FEATURES OF CALCULATION OF THE TEMPERATURE STATE OF THE BUS SALON. *Bulletin of Lviv State University of Life Safety*. 22. 78-84. 10.32447/20784643.22.2020.10.
8. Pimenta, A. M., & Assunção, A. A. (2015). Thermal discomfort and hypertension in bus drivers and chargers in the metropolitan region of Belo Horizonte, Brazil. *Applied ergonomics*, *47*, 236-241.
9. Walgama, C., Fackrell, S., Karimi, M., Fartaj, A., & Rankin, G. (2006). Passenger Thermal Comfort in Vehicles - A Review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, *220*(5), 543-562.
10. Regulation No 107 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE) — Uniform provisions concerning the approval of category M2 or M3 vehicles with regard to their general construction [2018/237]

Надійшла (received) 13.12.2022 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Голенко Костянтин Едуардович (Holenko Kostyantyn) – кандидат технічних наук, викладач кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницького національного університету, м. Хмельницький, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6140-4573>; e-mail: kgolenko@gmail.com.

Войчишин Юрій Іванович (Voichyshyn Yurii) – аспірант, Національний університет «Львівська політехніка», аспірант кафедри проектування машин та автомобільного інжинірингу, м. Львів, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7004-0567>; e-mail: Yurii.I.Voichyshyn@lpnu.ua

Яковенко Євгенія Ігорівна (Yakovenko Yevheniia) – кандидат технічних наук, Національний університет «Львівська політехніка», доцент кафедри електронних засобів інформаційно-комп'ютерних технологій, м. Львів, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9065-5649>; e-mail: yevheniia.i.yakovenko@lpnu.ua

Горбай Орест Зенонович (Horbay Orest) – доктор технічних наук, професор, Національний університет «Львівська політехніка», професор кафедри проектування машин та автомобільного інжинірингу, м. Львів, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0915-5637>; e-mail: orest_60@yahoo.ca

Рудик Олександр Юхимович (Rudyk Oleksandr), кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницького національного університету, м. Хмельницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6937-1366>; e-mail: yuhymovych@gmail.com

***В.А. МАКАРОВ, С.М. МАСТЕПАН, Т.В. МАКАРОВА, М.А. МАСТЕПАН,
М.С. ВИНОГРАДОВ***

ОСНОВНІ ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПІДПРИЄМСТВА АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Розроблено механізм дослідження та врахування умов функціонування системи «Водій – Автомобіль – Дорога – Середовище» і її складових. Створено алгоритм визначення впливу факторів дорожньо-транспортної системи на ефективність транспортного процесу, рівень небезпек дорожнього руху та їх усунення. Представлено рекомендації по розробці і впровадженню заходів по покращенню процесу виробництва транспортних послуг і підготовці водіїв до виконання процесу перевезень та розроблено методика оцінки їх ефективності.

Ключові слова: водій автомобіля, дорога, безпека руху, транспорт, середовище.

V. MAKAROV, S. MASTEPAN, T. MAKAROVA, M. MASTEPAN, M. VINOGRADOV

DEVELOPMENT OF MEASURES FOR ROAD TRANSPORT ENTERPRISES TO INCREASE THE WORK EFFICIENCY OF DRIVERS

A mechanism for research and consideration of the operating conditions of the "Driver - Car - Road - Environment" system and its components has been developed. An algorithm was created to determine the impact of factors of the road and transport system on the efficiency of the transport process, the level of traffic hazards and their elimination. Recommendations for the development and implementation of measures to improve the process of production of transport services and the preparation of drivers for the execution of the transportation process are presented, and a methodology for evaluating their effectiveness is developed.

Key words: car driver, road, traffic safety, transportation, environment.

Вступ. Ефективність використання автомобільного транспорту, а також безпека руху автомобілів на дорогах та дорожній інфраструктурі міст і населених пунктів суттєво залежить від узгодженості дорожньо-транспортної системи «Водій – Автомобіль – Дорога – Середовище» (ВАДС) [1]. Вагомими є всі означені складові, що аналізуються нижче.

Водії транспортних засобів (ТЗ) є дуже важливою складовою зазначеної системи. Вони часто мають безпосереднє відношення до ситуацій, які складаються в процесі дорожнього руху, можуть впливати на рівень аварійності та запобігати дорожньо-транспортним подіям (ДТП). Від рівня їх професійної придатності, підготовки та працездатності залежать ефективність процесів перевезень, зміна технічного стану (ТС) автомобіля та безпека руху на дорогах. Щодо розгляду такої вагової складової ВАДС як автомобіль, то він визначає мобільність перевезень, що можуть здійснюватися водієм або штучним розумом. Означений ТЗ містить велику сукупність елементів, компонентів, підсистем тощо. Його надійне функціонування в структурі підприємства автомобільного транспорту (ПАТ) обумовлюються діями водія, а також станом дороги і навколишнього середовища. Всі складові ВАДС сумісно забезпечують або сприяють переміщенню вантажів і пасажирів. За цих обставин необхідно постійно аналізувати стан системи ВАДС і дії водія, як важливої складової цієї системи, розробляти та впроваджувати заходи по навчанню та підвищенню професійного рівня водіїв.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Управління транспортними процесами та рухом на дорогах країни необхідне для забезпечення виробництва якісних послуг для споживачів та ефективного функціонування ПАТ. Важливою, також, є безпека руху АТЗ на дорогах при здійсненні транспортних процесів. Раціональними означені процеси можуть бути тільки при наявності алгоритмів, технологій, схем, методів і засобів дослідження та удосконалення складної системи ВАДС [2]. Стан та розвиток автомобільних перевезень в системі ВАДС повинен бути направленим на задоволення потреб споживачів послуг. Необхідно також організувати прийнятні для підприємства економічні показники при експлуатації транспортних засобів: прибуток, рентабельність, продуктивність праці тощо [3].

Складовими системи ВАДС, на які підприємство має безпосередній вплив, є водій і автомобіль. Підприємство забезпечує технічний стан ТЗ, виконуючи роботи з їх технічного обслуговування (ТО) та ремонту [3, 4]. Також ПАТ здійснює підготовку, підвищення кваліфікації, проводить інструктажі водіїв перед виїздом на лінію. Зазначені дії підприємства повинні ґрунтуватись на інформації, отриманій при аналізі стану системи ВАДС. Крім того, ПАТ, на основі отриманих даних, може звертатись до органів регіонального управління з пропозиціями по усуненню недоліків підсистеми «Дорога»: якість покриття, система регулювання руху тощо.

Для забезпечення високого рівня ефективності перевезень автомобільним транспортом та досягнення прийнятних умов безпеки руху на дорогах дослідниками рекомендується регулярно проводити аналіз стану та функціонування дорожньо-транспортної системи та реалізувати рішення щодо удосконалювання процесів руху та організації перевезень, серед яких основними є [3, 4, 5]:

- вивчення потреб та очікувань споживачів про обсяги та якість транспортного обслуговування;
- дослідження процесів руху автомобілів на дорогах, визначення умов формування небезпек дорожнього руху;
- оптимізація процесів планування транспортних перевезень: складання та оптимізація маршрутів перевезень, розробка методики визначення показників використання транспортних засобів при перевезеннях;
- оцінка відповідності умовам системи ВАДС та удосконалення технологічних процесів ТО і ремонту автомобілів на підприємстві;
- аналіз та врахування стану ринку транспортних послуг та умов роботи в регіоні розташування підприємства і визначення напрямків розвитку підприємства та інші.

Мета та постановка задачі. Метою роботи є підвищення ефективності транспортного процесу підприємства та безпеки руху на дорогах за рахунок поліпшення підготовки та підвищення професійного рівня водіїв за підтримки дії складових дорожньо – транспортної системи.

Аналіз результатів дослідження. Автомобільний транспорт функціонує господарському та суспільному середовищі країни. Він є складною системою, що включає множину підсистем: водії, автомобілі, шляхи сполучення, підприємства різних міністерств і відомств. Функціонування ТЗ здійснюється в дорожньо-транспортній системі «Водій – Автомобіль – Дорога – Середовище», що при дослідженні потребує сукупності методологічного, наукового, філософського підходів [6]. Така система повинна забезпечувати зручні, безпечні та ефективні перевезення та умови дорожнього руху.

Елементами дорожньо-транспортних систем є всі учасники дорожнього руху (рис. 1). Важливою частиною, що впливає на транспортний процес та дорожній рух є водій транспортного засобу. При системному аналізі дорожньо-транспортної системи доцільно провести такі дослідження:

- визначення цілей і завдань складової «Водій» загальної системи ВАДС та встановлення його основних функцій, можливих дій в різних ситуаціях дорожнього руху;
- аналіз впливу на водія інших елементів системи: дороги, автомобіля, середовища;
- визначення найбільш вагомих факторів впливу елементів системи на прийняття рішень і дій водія: гальмівні властивості, керованість і стійкість руху ТЗ, якість покриття, геометричні параметри дороги, температура повітря, стан покриття дороги тощо;
- розробка механізмів оцінки складових системи ВАДС та аналізу впливу окремих факторів, елементів системи на дії водія;
- структуризація факторів: виділення і дослідження найбільш впливових факторів;

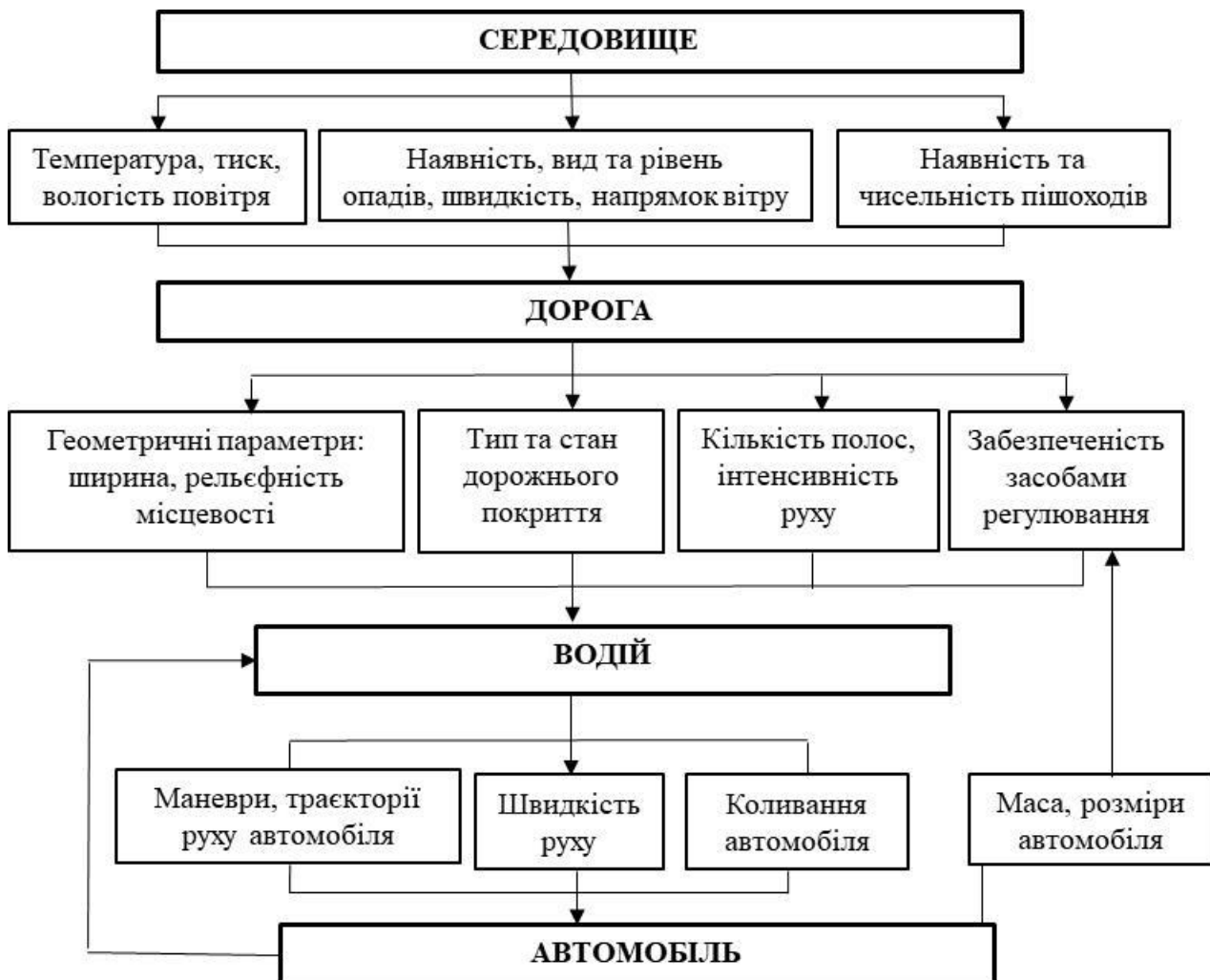


Рис. 1. – Структурна схема система «Водій – Автомобіль – Дорога – Середовище»

- визначення обмежень і вимог, що накладаються на водія, складовими елементами загальної системи: можливість маневру, зупинки, екстреного гальмування, тощо;
- розробка різних (альтернативних) способів дій при управлінні автомобілем для досягнення цілей і вирішення завдань по безпечному руху;
- оцінка варіантів рішень, яка базується на комплексі критеріїв та вибір кращого варіанту для використання в дорожніх ситуаціях і акцентуванні на них при інструктажі та навчанні водіїв;
- розробка методики навчання та підвищення кваліфікації водіїв, яка буде забезпечувати зміст досягнення цілей і дій в дорожньо-транспортній системі.

Алгоритм визначення впливу факторів системи ВАДС на ефективність транспортного процесу, рівень небезпек руху та їх усунення представлений на рис. 2.



Рис. 2. – Схема алгоритму щодо визначення впливу факторів системи ВАДС та водія на ефективність транспортного процесу

Ефективність досліджень транспортного процесу підприємства в системі ВАДС можна визначити по рівню зменшення питомих витрат на перевезення до і після впровадження заходів з врахуванням умов функціонування системи.

Зміна питомих витрат в результаті покращення транспортного процесу (вартість одиниці транспортної роботи) визначаються за формулою:

$$\Delta C_p = C_p^n - C_p^d, \quad (1)$$

де C_p^n – питомі витрати на функціонування транспортного процесу підприємства після впровадження заходів з врахуванням умов функціонування системи ВАДС; C_p^d – питомі витрати на функціонування транспортного процесу підприємства до впровадження заходів.

Питомі витрати на функціонування транспортного процесу підприємства після впровадження заходів визначаються за формулою:

$$C_p^n = \frac{B_{3AG_p}^n}{W_{3AG_p}^n}, \quad (2)$$

де $B_{3AG_p}^n$ – витрати підприємства на транспортні перевезення, що визначають якість

функціонування транспортних засобів в системі ВАДС; $W_{заз\ p}^n$ – загальний обсяг виробництва послуг після впровадження заходів.

Витрати підприємства на транспортні перевезення, що визначають, якість функціонування транспортних засобів в системі ВАДС визначаються за формулою:

$$B_{заз\ p}^n = B_{у\ p}^n + B_{п\ p}^n + B_{оп\ p}^n, \quad (3)$$

де $B_{у\ p}^n, B_{п\ p}^n, B_{оп\ p}^n$ – витрати, відповідно, на виконання основної роботи водіями по управлінню автомобілем, на навчання, витрати на ТО та ремонт автомобілів.

Пітомі витрати на функціонування транспортного процесу підприємства до впровадження заходів по підвищенню рівня функціонування дорожньо-транспортної системи визначаються за аналогічною (3) формулою.

Висновки. Для підвищення ефективності виробництва транспортних послуг, забезпечення зменшення небезпек дорожнього руху при перевезеннях підприємству необхідно регулярно проводити дослідження, аналіз дорожньо-транспортної системи «Водій – Автомобіль – Дорога – Середовище» з метою врахування умов функціонування системи, розробки та впровадження відповідних заходів по удосконаленню процесів перевезень та підготовки водіїв до виконання перевезень.

Список літератури:

1. Системологія на транспорті / Гаврилов Е.В. та ін. Підручник у 5 книгах. Кн. IV: Організація дорожнього руху. Київ: Знання України, 2006. 451 с.
2. Моніторинг ДТП на автомобільних дорогах загального користування України за 2007 рік. Державний дорожній науково-дослідний інститут імені М.П. Шульгіна «ДерждорНДІ».. К. 41с.
3. Бруннер Х., Лієрс Х., Макаров В. А., Смирнов Є. В. До питання наукового дослідження та практичного зниження аварійності на автодорогах Німеччини. Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту : матеріали X-ої Міжнародної науково-технічної інтернет-конф., 14-15 квітня 2022. Вінниця, 2022. С. 30 – 33.
4. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах / Канарчук В.Є. та ін. К.: Логос, 1996. 348 с.
5. Редзюк А. М. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку. Державний автотранспортний науково-дослідний і проєктний інститут; монографія, за гол. ред. А.М. Редзюка. К.: ДП «ДержавтотрансНДІпроєкт», 2005. 400 с.
6. Макаров В.А., Макарова Т.В. Про оцінку можливості та необхідності методологічної підтримки напрямів розвитку сучасної автомобільної техніки. Вісник Вінницького політехнічного інституту» № 2 (149). 2020. – С. 89-98.

References (transliterated):

1. Systemolohiia na transporti / Havrylov E.V. ta in. Pidruchnyk u 5 knykhakh. Kn. IV: Orhanizatsiia dorozhnoho rukhu. Kyiv: Znannia Ukrainy, 2006. 451 s.
2. Monitorynh DTP na avtomobilnykh dorohakh zahalnoho korystuvannia Ukrainy za 2007 rik. Derzhavnyi dorozhnii naukovo-doslidnyi instytut imeni M.P. Shulhina «DerzhdorNDI».. K. 41s.
3. Brunner Kh., Liers Kh., Makarov V. A., Smyrnov Ye. V. Do pytannia naukovooho doslidzhennia ta praktychnoho znyzhennia avariinoshti na avtodorohakh Nimechchynu. Problemy i perspektyvy rozvytku avtomobilnoho transportu : materialy Kh-oi Mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi internet-konf., 14-15 kvitnia 2022. Vinnytsia, 2022. S. 30 – 33.
4. Orhanizatsiia vyrobnychykh protsesiv na transporti v rynkovykh umovakh / Kanarchuk V.Ie. ta in. K.: Lohos, 1996. 348 s.
5. Redziuk A. M. Avtomobilnyi transport Ukrainy: stan, problemy, perspektyvy rozvytku. Derzhavnyi avtotransportnyi naukovo-doslidnyi i proektnyi instytut; monohrafiia, za hol. red. A.M. Redziuka. K.: DP «DerzhavtotransNDIproekt», 2005. 400 s.
6. Makarov V.A., Makarova T.V. Pro otsinku mozhlyvosti ta neobkhdnosti metodolohichnoi pidtrymky napriamiv rozvytku suchasnoi avtomobilnoi tekhniky. Visnyk Vinnytskoho politekhnichnoho instytutu» № 2 (149). 2020. – S. 89-98.

Надійшла (received) 13.12.2022 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Макаров Володимир Андрійович (Makarov Volodymyr) – доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, м. Вінниця, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7012-4952>; e-mail: makarov@vntu.edu.ua

Мастепан Сергій Миколайович (Mastepan Sergii) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. М.Я. Говоруценка, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0115-5237>; e-mail: mastepansm@gmail.com

Макарова Тамара Володимирівна (Makarova Tamara) – кандидат економічних наук, доцент, Вінницький національний технічний університет, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, м. Вінниця, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0669-8350>; e-mail: makarova@vntu.edu.ua

Мастепан Микола Антонович (Mastepan Mikola) – кандидат технічних наук, доцент, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, завідувач кафедри автомобільного транспорту, м. Івано-Франківськ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7389-2909>; e-mail: m.a.mastepan@donnaba.edu.ua

Виноградов Микола Семенович (Vynohradov Mikola) – кандидат технічних наук, доцент, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, доцент кафедри автомобільного транспорту, м. Івано-Франківськ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7896-4980>; e-mail: m.s.vynohradov@donnaba.edu.ua

ЗАКАПКО О.Г.

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ ДВОВІСНОЇ КОЛІСНОЇ МАШИНИ ПРИ ЗАНОСІ В ПРОЦЕСІ ГАЛЬМУВАННЯ

Однією з найбільш поширених причин виникнення дорожньо-транспортних пригод є занос автомобіля при гальмуванні при випереджувачому блокуванні задніх коліс. Дослідженню причин виникненню заносу при гальмуванні присвячена велика кількість наукових праць. Визначено, що причиною заносу автомобіля не тільки при екстреному, а і при службовому гальмуванні є випереджуваче блокування (по відношенню до передніх) задніх коліс автомобіля. Однак у цих роботах при побудованні динамічних і математичних моделей не враховано ступінь надлишкового загальмування задніх коліс, що впливає на протікання процесу заносу колісних машин.

Проведене дослідження дозволило отримати аналітичні вирази для оцінки стійкої швидкості руху автомобіля при гальмуванні з заблокованими задніми та незаблокованими передніми колесами при різній ступені недовикористання зчпної ваги на передній осі. Введено новий показник – ступінь недовикористання зчпної ваги автомобіля при заносі задньої осі.

Ключові слова: гальмування автомобіля, блокування задніх коліс, занос, недовикористання зчпної ваги, оцінка стійкості..

О. ЗАКАРКО

EVALUATION OF THE STABILITY OF A TWO-AXLE WHEELED MACHINE WHEN SLIDDING DURING THE BRAKING PROCESS

One of the common causes of road traffic accidents is the skidding of the car during braking with the rear wheels locking in advance. It was determined that the cause of the car skidding is the anticipatory blocking of the rear wheels of the car. However when building dynamic and mathematical models the degree of excessive braking of the rear wheels wasn't taken into account. The conducted research made it possible to obtain analytical expressions for estimating the steady speed of the car when braking with locked rear and unlocked front wheels at different degrees of underutilization of the coupling weight on the front axle. A new indicator has been introduced – the degree of underutilization of the car's hitch weight when the rear axle skids. The goal of the study is to improve the accuracy of the evaluation of the car's indicators when braking with the front non-locked and rear locked wheels by improving the method of determining the total reaction of the road on the rear wheels. To achieve the goal, the task of determining the total reaction of the road on the rear wheels was solved. As a result of the conducted research, analytical expressions were obtained for estimating the steady speed of the car when braking with locked rear and unlocked front wheels at different degrees of underutilization of the coupling weight on the front axle. In the obtained analytical expressions, a new indicator is used – the degree of underutilization of the towing weight of the car.

Key words: braking of the car, blocking of the rear wheels, skidding, underuse of tow weight, sustainability assessment.

Вступ. Втрата стійкості колісних машин при гальмуванні є однією з поширених причин виникнення дорожньо-транспортних пригод. Занос машини виникає при випереджувачому блокуванні задніх коліс в процесі гальмування. Дослідженню цього процесу і визначенню причин виникнення заносу при гальмуванні присвячено значна кількість наукових праць. Однак в цих роботах, при побудові динамічних і математичних моделей не враховано ступінь надлишкового загальмування задніх коліс, що впливає на процес заносу колісної машини.

В статті наведено результати дослідження, які дозволили отримати аналітичні вирази для оцінки стійкої швидкості руху автомобіля при гальмуванні з задніми заблокованими і передніми незаблокованими колесами при різному ступені невикористання зчпної ваги на передній осі. Використовується новий показник – ступінь недовикористання зчпної ваги автомобіля.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Основоположниками теорії стійкості автомобіля в процесі руху і при гальмуванні являються академік Е. А. Чудаков [1], професор Я. М. Певзнер [2]. Їх роботи стали основою для проведення подальших досліджень І. Я. Еліса [3], В. А. Дем'янюка [4], В. П. Сахно [5], А. С. Федосова [6], М. А. Подригало [13] та інших

авторів. Із останніх робіт, проведених в Україні слід відмітити роботи наукової школи професора В. П. Сахно [5, 7].

В різних аспектах питання стійкості руху розглядалися в роботах Ю. А. Буреннікова, А. А. Кашканова, В. М. Ребедайло [8], П. Л. Гащука [9], І. П. Троянської та С. П. Пожидаєва [10], а також в роботах [11, 12].

В роботах [13, 14] досліджена стійкість автомобіля при випереджуючому блокуванні задніх коліс в процесі гальмування. В указаних роботах [13, 14] використовувалась розрахункова схема, представлена на рис. 1.

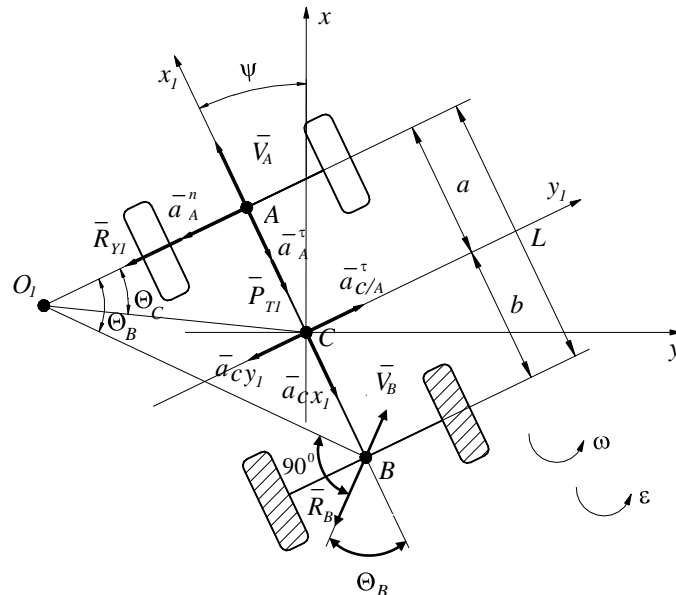


Рис. 1 – Схема сил, які діють на автомобіль при заносі в процесі гальмування з заблокованими задніми та незаблокованими передніми колесами

Авторами робіт [13, 14] показано, що найбільш істотним фактором, який впливає на інтенсивність розвитку заносу автомобіля являється сумарна бокова реакція R_{Y1} , яка виникає при взаємодії передніх незаблокованих коліс з дорогою. На відміну від гіпотези, яка використовувалась раніше про те, що вектор R_{Y1} має постійний модуль, який визначається залежністю (1):

$$R_{Y1} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{Z1}^2 - P_{T1}^2} \quad (1)$$

автори робіт [13, 14] провели оцінку динаміки його змін отримавши на основі запропонованої динамічної моделі (рис. 1) вираз (2):

$$R_{Y1} = R_B \cdot \theta_B \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{a^2 + i_z^2} + m_a \cdot \frac{V_{x1} \cdot \omega}{1 + \frac{a^2}{i_z^2}}, \quad (2)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою; R_{Z1} – сумарна нормальна реакція дороги на передніх колесах; P_{T1} – сумарна гальмівна сила на передніх колесах; a , b – координати проекції центра мас автомобіля на горизонтальну площину (см. рис. 1); i_z – радіус інерції автомобіля відносно вертикальної осі; ω – кутова швидкість автомобіля в площині дороги; V_{x1} – лінійна швидкість автомобіля в напрямку осі Cx_1 (див. рис. 1); m_a – маса автомобіля; R_B – сумарна реакція дороги на задні заблоковані колеса автомобіля; θ_B – кут між напрямком реакції R_B і повздовжньою віссю автомобіля (див. рис. 1).

В роботі [13, 14] запропонована для визначення R_B спрощена формула (3):

$$R_B \cong m_x \cdot (1 - \beta_\delta) \cdot \varphi \cdot m_a \cdot g = \frac{\varphi \cdot m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L}}{1 + \frac{1}{1 - \beta_\delta} \cdot \varphi \cdot \frac{h}{L}}, \quad (3)$$

де m_x – коефіцієнт використання зчіпної ваги автомобіля при гальмуванні [6, 13] при випереджаючому блокуванні задніх коліс;

$$m_x = \frac{\frac{a}{L}}{1 - \beta_\delta + \varphi \cdot \frac{h}{L}}, \quad (4)$$

де β_δ – коефіцієнт дійсного розподілу гальмівної сили на передню вісь автомобіля [3, 7] (см. рис. 1).

Кут θ_B можна визначити як (5):

$$\theta_B \cong \frac{L}{O_1A} = \frac{L}{V_{x1}} \cdot \omega, \quad (5)$$

де L – повздовжня колісна база автомобіля.

В результаті, після підстановки співвідношень (3)–(5) в формулу (2) в роботах [11, 13] була отримана залежність (6):

$$R_{y1} = \omega \cdot \frac{m_a}{1 + \frac{a^2}{i_z^2}} \cdot \left(V_{x1} + \frac{\varphi \cdot g \cdot a}{1 + \frac{1}{1 - \beta_\delta} \cdot \varphi \cdot \frac{h}{L}} \cdot \frac{\frac{a \cdot b}{i_z^2} - 1}{V_{x1}} \right). \quad (6)$$

Залежності (3), (4) і, як результат, співвідношення (6), включає в себе величину дійсного коефіцієнта розподілення β_δ гальмівної сили на передню вісь, визначеного [6, 13] наступною залежністю:

$$\beta_\delta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}}. \quad (7)$$

В випадку, який ми розглядаємо

$$P_{T2} = \varphi \cdot R_{Z2}, \quad (8)$$

де R_{Z2} – сумарна нормальна реакція дороги на задніх (заблокованих) колесах.

Після підстановки (8) в (7) отримуємо вираз (9):

$$\beta_\delta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + \varphi \cdot R_{Z2}} = \frac{1}{1 + \frac{\varphi \cdot R_{Z2}}{P_{T1}}}, \quad (9)$$

Аналіз виразу (9) показує, що величина β_δ у процесі гальмування із задніми заблокованими та передніми незаблокованими колесами є величиною змінною та приймати її постійною, рівною конструктивному значенню не можна, оскільки P_{T1} може змінюватися і $R_{Z1} = const$.

Мета та постановка задачі. Метою дослідження є підвищення точності оцінки показників стійкості автомобіля при гальмуванні з передніми не заблокованими та задніми заблокованими колесами шляхом удосконалення методу визначення сумарної реакції дороги на задніх колесах.

Для досягнення поставленої мети необхідно визначити величину сумарної реакції дороги R_B при змінному значенні P_{T1} .

Виклад основного матеріалу. Сумарні нормальні реакції дороги на передній та задній осях автомобіля при гальмуванні із задніми заблокованими та передніми не заблокованими колесами можуть бути визначені за залежностями (10) та (11):

$$R_{Z1} = m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} + \left(P_{T1} \cdot \frac{h-r_g}{L} + \varphi \cdot R_{Z2} \cdot \frac{h}{L} \right) \cdot \cos \psi, \quad (10)$$

$$R_{Z2} = m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} - \left(P_{T1} \cdot \frac{h-r_g}{L} + \varphi \cdot R_{Z2} \cdot \frac{h}{L} \right) \cdot \cos \psi, \quad (11)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; h – висота центра мас автомобіля; r_g – динамічний радіус коліс; ψ – кут повороту повздовжньої осі відносно заданого напрямку руху (курсний кут).

Виразимо сумарну гальмівну силу P_{T1} на передніх колесах через граничну силу по зчепленню:

$$P_{T1} = \varphi \cdot R_{Z1} - \Delta P_{T1}, \quad (12)$$

де ΔP_{T1} – додаткова частина сумарної гальмівної сили, яку необхідно створити для блокування передніх коліс.

Очевидно, що між сумарними нормальними реакціями дороги існує взаємозв'язок:

$$R_{Z1} + R_{Z2} = m_a \cdot g, \quad (13)$$

Рівняння (11) з урахуванням співвідношень (12) та (13) прийме вигляд (14):

$$R_{Z2} = m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} - \left[\varphi \cdot (m_a \cdot g - R_{Z2}) - \Delta P_{T1} \right] \cdot \frac{h-r_g}{L} \cdot \cos \psi - \varphi \cdot R_{Z2} \cdot \frac{h}{L} \cdot \cos \psi, \quad (14)$$

Вирішуючи рівняння (14) відносно R_{Z2} , отримаємо (15):

$$R_{Z2} = \frac{m_a \cdot g \cdot \left(\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h-r_g}{L} \cdot \cos \psi \right) + \Delta P_{T1} \cdot \frac{h-r_g}{L} \cdot \cos \psi}{1 + \varphi \cdot \frac{r_g}{L} \cdot \cos \psi}. \quad (15)$$

Сумарна реакція в площині дороги на задніх колесах дорівнює виразу (16):

$$R_B = \varphi \cdot R_{Z2} = m_a \cdot g \cdot \varphi \frac{\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h-r_g}{L} \cdot \cos \psi + \varphi \cdot L_x \cdot \frac{h-r_g}{L} \cdot \cos \psi}{1 + \varphi \cdot \frac{r_g}{L} \cdot \cos \psi}, \quad (16)$$

де L_x – ступінь недовикористання зчпної ваги автомобіля,

$$L_x = \frac{\Delta P_{T1}}{m_a \cdot g \cdot \varphi} = 1 - m_x. \quad (17)$$

Після підстановки виразу (16) в рівняння (2) отримаємо (18):

$$R_{Y1} = m_a \cdot \left[g \cdot \varphi \frac{\frac{a}{L} - (1-L_x) \cdot \varphi \cdot \frac{h-r_g}{L} \cdot \cos \psi}{1 + \varphi \cdot \frac{r_g}{L} \cdot \cos \psi} \cdot \frac{L}{V_{X1}} \cdot \omega \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{a^2 + i_z^2} + \frac{V_{X1} \cdot \omega}{1 + \frac{a^2}{i_z^2}} \right]. \quad (18)$$

Із виразу (18) видно, що вектор реакції дороги $\overline{R_{Y1}}$ буде мати напрямок, який співпадає з напрямком на рис. 1 при $a \cdot b > i_z^2$. При $a \cdot b < i_z^2$ зміна напрямку вектору $\overline{R_{Y1}}$ на протилежний станеться в випадку виконання умови (19):

$$g \cdot \varphi \frac{\frac{a}{L} - (1 - L_x) \cdot \varphi \cdot \frac{h - r_g}{L} \cdot \cos \psi}{1 + \varphi \cdot \frac{r_g}{L} \cdot \cos \psi} \cdot \frac{L}{V_{x1}} \cdot \omega \cdot \frac{i_z^2 - a \cdot b}{a^2 + i_z^2} + \frac{V_{x1} \cdot \omega}{1 + \frac{a^2}{i_z^2}} < 0. \quad (19)$$

Вирішивши нерівність (19) відносно лінійної швидкості V_{x1} отримаємо (20):

$$V_{x1} > \sqrt{g \cdot \varphi \cdot L \cdot \left(1 - \frac{a \cdot b}{i_z^2}\right) \cdot \frac{\frac{a}{L} - (1 - L_x) \cdot \varphi \cdot \frac{h - r_g}{L} \cdot \cos \psi}{1 + \varphi \cdot \frac{r_g}{L} \cdot \cos \psi}}. \quad (20)$$

При зміні напрямку реакції R_{y1} на протилежний момент обурюючий $M_{\text{возм}} = R_{y1}$ змінює свій напрямок на протилежний і стає стабілізуючим $M_{\text{стаб}}$.

При $i_z^2 = a \cdot b$ права частина нерівності (20) дорівнює нулю. Це означає, що в цьому випадку стійкість автомобіля забезпечується на будь-якій швидкості. З нерівності видно, що при високих швидкостях руху автомобіль стійкий. При падінні швидкості в процесі гальмування та досягнення критичного значення (права частина нерівності (20)) можливе занесення. При $L_x = 0$ (передні колеса знаходяться на межі блокування) права частина нерівності (20) зменшується, що сприяє підвищенню стійкості автомобіля.

Висновки.

1. В результаті проведеного дослідження отримано аналітичні вирази для оцінки стійкої швидкості руху автомобіля при гальмуванні із задніми заблокованими та передніми не заблокованими колесами при різному ступені недовикористання зчпної ваги на передній осі.

2. В отриманих аналітичних виразах використано новий показник – ступінь недовикористання зчпної ваги автомобіля, облік якого дозволив уточнити відомі раніше залежності.

Список літератури:

1. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля против заноса. Москва : Издательство АН СССР, 1945. 144 с.
2. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. Москва : Машгиз, 1947. 156 с.
3. Vehicle dynamics. Professor I.R. Ellis, H. Se (Ed). Ph. D., F.I. Mech. E. Advanced School of Automobile Engineering Granfield. London Business books limited, 1969.
4. Дем'янюк В. А. Аналіз робочих процесів та оптимізація гальмівних систем автобусів. Київ : НТУ, 2013. 483 с.
5. Поляков В. М., Сахно В. П. Триланкові автопоїзди. Маневреність. Луганськ : Вид-во "Ноулідж", 2014. 206 с.
6. Федосов А. С. Удосконалення методів розрахунку і конструкції гальмівних систем легкових автомобілів : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03. Харків, 1994. 39 с.
7. Сахно В. П., Поляков В. М., Костенко А. В. та інші. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. Частина 3: Маневреність. Керованість, стійкість. Донецьк : ЛАНДОН-XXI, 2015. 400 с.
8. Буренніков Ю. А., Кашканов А. А., Ребідайло В. М. Рухомий склад автомобільного транспорту; робочі процеси та елементи розрахунку : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2009. 276 с.
9. Гащук П. Л. Теорія колісного рушія: Навчальний посібник. Київ : Видавничий дім "Кондор", 2018. 328 с.
10. Трояновська І. П., Пожидаєв С. П. Моделювання криволінійного руху колісних і гусеничних тракторних агрегатів. Київ : Агромедіагруп, 2014. 303 с.
11. Динаміка колеса автомобіля / [А.У. Абдулгасіс, Д.В. Абрамов, М.П. Артьомов та інші]; за ред. О. С. Полянського. Харків: Вид-во ХНАДУ, 2019. 199 с.
12. Керованість та стійкість тракторів і тракторних поїздів / [М.А. Подригало, О.С. Полянський, Є.О. Дубінін та інші] за ред. М.А. Подригало. Харків : ХНТУСГ ім. Василенка, 2018. 279 с.
13. Подригало М. А., Волков В. П., Доброгорський М. В., Степанов В. Ю. Стійкість колісних машин при гальмуванні і способи її підвищення / за ред. М. А. Подригало. Харків : Вид-во ХНАДУ, 2006. 335 с.
14. Доброгорський М. В. Забезпечення стійкості легкового автомобіля при граничних режимах руху : автореф. дис. кан. техн. наук : 05.22.02. Харків, 2006. 20 с.

References (transliterated):

1. Chudakov E.A. Ustoichyost avtomobyliia protyv zanosa /E.A. Chudakov – M: Izdatelstvo AN SSSR, 1945-144 s.
2. Pevzner Ya.M. Teoryia ustoichyvosti avtomobyliia /Ia.M. Pevzner M: Mashhyz, 1947-156 s.
3. Vehicle dynamics. Professor I.R. Ellis, H. Se (Ed). Ph. D., F.I. Mech. E. Advauced Schod f Automobile Engineering Granfield. London Business books limited, 1969.
4. Demianiuk V.A. Analiz robochykh protsesiv ta optymizatsiia halmivnykh system avtobusiv / V. A. Demianiuk. - K. : NTU, 2013. - 483 s.
5. Poliakov V.M. Trylankovi avtopoizdy. Manevrenist/V.M. Poliakov, V.P. Sakhno.-Luhansk:Vyd-vo “Noulidzh”, 2014-206 s.
6. Fedosov A.S. Udoskonalennia metodiv rozrakhunku i konstruktsii halmivnykh system lehkovykh avtomobiliv: avtoreferat dysertatsii na zdobuttia naukovooho stupenia doktora tekhnichnykh nauk: 05.05.03 – avtomobili ta traktory/ Kharkivskiy derzhavnyi avtomobilno-dorozhniy universytet. Kharkiv 1994 – 39 s.
7. Sakhno V.H. Ekspluatatsiini vlastyvoli avtotransportnykh zasobiv. Chastyna 3: Manevrenist. Kerovanist, stiikist/V.P. Sakhno, V.M. Poliakov, A.V. Kostenko ta inshi. – Donetsk: LANDON-KhKhI, 2015. – 400 s.
8. Buriennikov Yu.A. Rukhomyi sklad avtomobilnoho transportu; robochi protsesy ta elementy rozrakhunku. Navchalnyi posibnyk /Yu.A. Buriennikov, A.A. Kashkanov, V.M. Rebidailo – Vinnytsia: VNTU, 2009 - 276 s.
9. Hashchuk P.L. Teoriia kolisnoho rushiia: Navchalnyi posibnyk./P.L. Hashchuk - Kyiv: Vydavnytskyi dim “Kondor”, 2018.— 328 s.
10. Troianovska I.P. Modeliuvannia kryvoliniinoho rukhu Kolisnykh i husenychnykh traktornykh ahrehativ/ I.P. Troianovska, S.P. Pozhydaiev. – K.: Ahromediahrup. – 2014. – 303 s.
11. Dynamika koleasa avtomobilia/[A.U. Abdulhazis, D.V. Abramov, M.P. Artomov ta inshi]; ta O.S. Polianskoho – Kharkiv: Vydavnytstvo KhNADU, 2019 – 199 s.
12. Kerovanist ta stiikist traktoriv i traktornykh poizdiv/[M.A. Podryhalo, O.S. Polianskyi, Ye.O. Dubinin ta inshi] za red. M.A. Podryhalo. – Kh.:KhNTUSH im. Vasylenka, 2018. – 279 s.
13. Stiikist kolisnykh mashyn pry halmuvanni i sposoby yii pidvyshchennia/M.A. Podryhalo, V.P. Volkov, M.V. Dobrohorskyi, V.Iu. Stepanov/ za red. M.A. Podryhalo – Kharkiv: Vydavnytstvo KhNADU, 2006 – 335 s.
14. Dobrohorskyi M.V. Zabezpechennia stiikosti lehkovooho avtomobilia pry hranychnykh rezhymakh rukhu: avtoref. dys. na zdobuttia naukovooho stupeniukan. tekhn. nauk. – spetsialnist 05.22.02 – avtomobili ta traktory/Khark. nats. avtom. – dorozhn. un-t. Kharkiv 2006. – 20 s.

Надійшла (received) 01.11.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Закапко Олександр Григорович (Olexander Zakapko) – аспірант, заступник начальника Харківського національного університету Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, м. Харків, Україна ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6934-2568> e-mail: zakapko13@ukr.net

О.І. НАЗАРОВ, С.І. КРИВОШАПОВ, М.Є. СЕРГІЄНКО

ОЦІНКА ВІДНОСНОГО ЗНОСУ ФРИКЦІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

У статті проведено пошук та аналіз конструктивних параметрів дискових гальмівних механізмів, які забезпечують регламентовану ефективність гальмування та зносостійкість фрикційних пар з метою підвищення їх довговічності.

Для оцінки відносного зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів було надано оцінку параметрам, якими можна характеризувати знос спряження.

На прикладі легкових автомобілів Lanos розглянуто можливості перспектив подальшого розрахунку коефіцієнтів зносостійкості матеріалів тіл тертя за допомогою узагальнених математичних моделей, як моделі зношування фрикційних пар дискових гальм, яка включає конструктивні параметри фрикційних поверхонь, величину приводного тиску, початкову швидкість гальмування автомобіля та час гальмування, за якого відбувається знос.

Ключові слова: дисковий гальмівний механізм, диск, фрикційна накладка, зношування, відносний знос, зносостійкість, довговічність.

A. NAZAROV, S. KRIVOSHAPOV, N. SERGIENKO

EVALUATION OF RELATIVE WEAR OF FRICTION SURFACES OF DISC BRAKE MECHANISMS OF PASSENGER CARS

The article provides a search and analysis of the design parameters of disc brake mechanisms that provide regulated braking efficiency and wear resistance of friction pairs in order to increase their durability.

To assess the relative wear of the friction surfaces of the disc brake mechanisms of passenger cars, an assessment was made of the parameters that can characterize the wear of the interface.

On the example of Lanos passenger cars, the possibilities of prospects for further calculation of the coefficients of wear resistance of materials of friction bodies using generalized mathematical models, such as a model of wear of friction pairs of disc brakes, including the design parameters of friction surfaces, the magnitude of the drive pressure, the initial braking speed of the car and the braking time, are considered. wear occurs.

Key words: disc brake mechanism, disc, friction lining, wear, relative wear, wear resistance, durability.

Вступ. Практика експлуатації легкових автомобілів, а також аналіз причин виходу із ладу різних механізмів і вузлів достатньо впевнено свідчить про те, що більша їх частина втрачає працездатність не внаслідок поломок, а через зношування робочих поверхонь окремих деталей і спряжень. Багаточисленні дослідження [1–4] показали, що близько 70% виходу із ладу автомобілів під час експлуатації виникає через знос у вузлах тертя, особливо в гальмівних механізмах дискового типу, котрі в силу своєї високої швидкодії поглинають більшу частину кінетичної енергії автомобіля.

Важливим для оцінки довговічності гальмівних систем легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, являється встановлення допустимого відносного зносу окремих деталей і спряжень гальмівних механізмів. Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи автомобіля, якою є гальмівний механізм, працює в різних умовах зношування, то встановлення відносного зносу спряжених деталей, що створюють тертя, в залежності від зміни його геометричних параметрів і режимів роботи під час експлуатації є актуальним.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. В силу ряду причин (різні значення тисків та швидкостей відносного ковзання на поверхні тертя, неоднакове попадання абразиву під час експлуатації та ін.) знос деталей дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів не рівномірний. Тому для повної характеристики величини зносу деталей необхідно знати його інтенсивність [5].

В результаті зносу спряження «диск-колодка» виникає зміна відносного положення поверхні тертя, яку надалі будемо називати зносом спряження, що є тією геометричною характеристикою, яка безпосередньо пов'язана із втратою автомобілем або його механізмом початкових службових властивостей.

Мета та постановка задачі. Метою роботи є оцінка відносного зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів. Для реалізації останнього слід оцінити параметри, якими можна характеризувати знос спряження.

Математична модель та алгоритм рішення задачі. Для визначення параметрів, якими можна характеризувати відносний знос спряження, розглянемо, до якої зміни взаємного положення може призвести зношування їх поверхонь.

При цьому велике значення мають конструктивні та кінематичні особливості даної пари, так як вони визначають характер і напрям можливого переміщення деталей при зносі [6].

На рис. 1 показано схему для визначення відносного зносу фрикційних поверхонь дискового гальмівного механізму, умовно розглядаючи знос спряжень з однієї поверхні тертя диска.

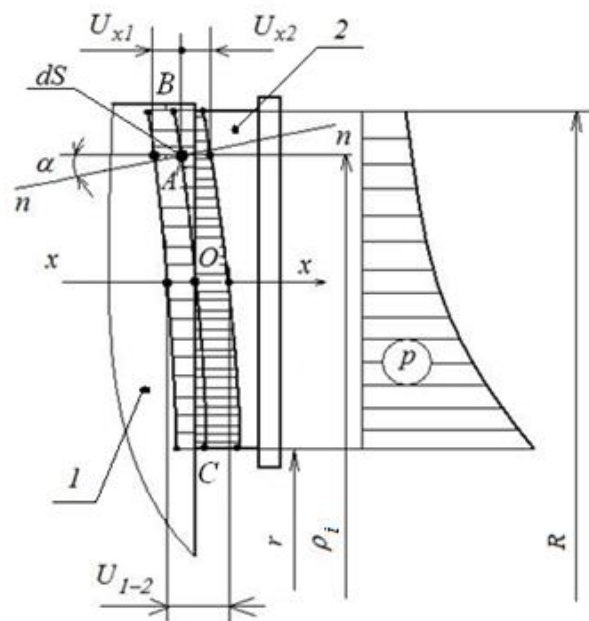


Рис. 1 – Схема для визначення відносного зносу поверхонь тертя
1 – гальмівний диск; 2 – гальмівна колодка

Перший випадок (див. рис.1, а) характерний тим, що в деталях є напрямні елементи, які визначають напрям $x-x$ можливого зближення спряжених деталей. Тому в даному випадку знос спряження може характеризуватись одним параметром U_{1-2} – величиною відносного зближення зношених деталей 1 і 2 в напрямку $x-x$.

Для того, щоб знайти залежність між зносом спряження U_{1-2} та лінійним зносом кожної деталі (гальмівного диска U_1 і накладки гальмівної колодки U_2) в період експлуатації, розглянемо схему взаємного положення зношених деталей в період нормального зносу, коли має місце повне прилягання поверхонь.

Умовно зображено загальний випадок спряження поверхонь тертя після експлуатації з одного боку диску, що мають криволінійну твірну BOC із встановленою нормаллю до неї в точці A (див. рис.1, б).

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

$$U_{1-2} = U_{x1} + U_{x2} = const \quad (1)$$

Цю залежність [6] будемо називати умовою контакту деталей, так як вона характеризує одну важливу особливість протікання процесу зношування спряження під час експлуатації.

Ця особливість полягає в тому, що при будь-якій формі зношеної поверхні деталей має місце повний контакт спряжених поверхонь. В силу цієї умови для будь-якої точки на поверхні тертя повинно бути справедливим співвідношення [6]

$$U_{1-2} = \frac{U_1 + U_2}{\cos \alpha}, \quad (2)$$

де α – кут між нормаллю до поверхні тертя та напрямом можливого зближення деталей.

Якщо зобразити положення деталей після їх зношування, то графічно знос кожної з деталей буде представлено епюром, розташованою в «тілі» другої деталі (див. рис. 1). Сумарний епюр буде являти собою деяку область взаємного врізання, обмежену кривими, які визначають форму спряжених поверхонь, а її площа характеризуватиме кількість зношеного матеріалу.

Область розділена на дві частини площиною, яка визначає форму поверхні тертя обох деталей до зношування, що дозволяє визначити величину зносу кожного тіла після експлуатації.

Залежність [6] між швидкостями зношування спряження γ_{1-2} та швидкостями зношування поверхонь тертя γ_1, γ_2 слідує із (1) і (2)

$$\gamma_{1-2} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\cos \alpha}. \quad (3)$$

Властивість пари матеріалів під час зношування характеризуються співвідношенням їх швидкостей зношування $\psi = \gamma_1 / \gamma_2 = U_1 / U_2$, значення якого залежить від закону зношування та є функцією швидкостей ковзання й контактної тиску на поверхнях тертя.

Наступні залежності, одержані з урахуванням (3), враховують спільну дію спряжених поверхонь тертя та законів зношування матеріалів пари та є основними під час розрахунку швидкості зношування диска і колодки відповідно [6]

$$\gamma_1 = \gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha \frac{\psi}{1 + \psi}; \quad (4)$$

$$\gamma_2 = \gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha \frac{1}{1 + \psi}. \quad (5)$$

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

Із формул (4) і (5) слідує, що форма зношених поверхонь спряжених деталей, яка визначається величинами зносів, які дорівнюють добутку швидкості та часу зношування кожної із спряжених деталей, в кожній точці поверхні тертя залежить від кута α та співвідношення зносів ψ .

Як показують дослідження [5, 6], в багатьох випадках можуть бути прийнятими степеневі закони зношування в загальному вигляді

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p^{m_{p1}} \cdot \mathcal{G}^{m_{v1}}; \quad (6)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p^{m_{p2}} \cdot \mathcal{G}^{m_{v2}}; \quad (7)$$

де k_1, k_2 – коефіцієнти, що характеризують швидкість зношування поверхонь тертя кожної з деталей.

Для випадку абразивного зношування величина зносу пропорційна тиску і шляху тертя, а показники степені $m_{pi} = m_{vi} = 1$ [6]. У такому випадку залежності (6) і (7) мають вигляд

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p \cdot \mathcal{G}; \quad (8)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p \cdot \mathcal{G}. \quad (9)$$

Тоді властивості матеріалів пари тертя під час зношування можуть характеризуватись співвідношенням швидкостей зношування

$$\psi = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{k_1}{k_2} = const. \quad (10)$$

Якщо показники степенів рівні для обох матеріалів, але не дорівнюють одиниці, то [6]

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p^{m_{p1}} \cdot \mathcal{G}^{m_v}; \quad (11)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p^{m_{p2}} \cdot \mathcal{G}^{m_v}. \quad (12)$$

В даному випадку співвідношення зносів матеріалів також зберігається постійним $\psi = const$.

Але можливий випадок, коли лише два показники рівні між собою, наприклад, $m_{p1} = m_{p2} = m_p$, тоді маємо

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p^{m_p} \cdot \mathcal{G}^{m_{v1}}; \quad (13)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p^{m_p} \cdot \mathcal{G}^{m_{v2}}. \quad (14)$$

В такому разі співвідношення зносів матеріалів являється змінним та залежить від швидкості відносного ковзання.

Наприклад, якщо $m_{v1} = m_{v2} = m_v$, то співвідношення зносів матеріалів також не є постійним та залежить від контактного тиску p на поверхні тертя.

Для заданої швидкості відносного переміщення спряжених деталей кожна точка A на поверхні тертя має свою кругову швидкість ковзання (див. рис. 1)

$$\mathcal{G} = \omega \cdot \rho_i, \quad (15)$$

де ω – кутова швидкість однієї з спряжених деталей (диск гальмівний) відносно іншої деталі (гальмівна колодка) на момент початку гальмування автомобіля; ρ_i – радіус обертання i -ої точки, яка розглядається (див. рис. 1).

Підставляючи (15) в (6) і (7), одержимо закон зношування спряжених деталей у вигляді функціональної залежності $\gamma_i = f_i(\rho, p)$, а використавши вираз (3), маємо залежність швидкості зношування всього спряження $\gamma_{1-2} = F_1(p, \rho)$.

Якщо закон зношування відповідає (8) і (9), то враховуючи залежність швидкості ковзання (15) від радіуса тертя та числа обертів, одержимо

$$\gamma_1 = \omega \cdot \rho_i \cdot k_1 \cdot p_{1n}; \quad (16)$$

$$\gamma_2 = \omega \cdot \rho_i \cdot k_2 \cdot p_{2n}. \quad (17)$$

Використовуючи формулу (3) та враховуючи, що для дискового гальмівного механізму $\alpha = 0$, одержимо

$$\gamma_{1-2} = \omega \cdot \rho_i \cdot (k_1 + k_2) \cdot p_{in}. \quad (18)$$

Звідки вираз для епюри контактної тиску на поверхні колодки

$$p_{in} = \frac{\gamma_{1-2}}{\omega \cdot \rho_i \cdot (k_1 + k_2)}. \quad (19)$$

Залежність між притисною силою Q колодок до диска та епюрним тиском p і тиском гальмівної рідини p_1 в колісному циліндрі діаметром d_y передніх коліс знайдемо, використовуючи формулу

$$Q = \int_s p_{in} \cdot dS = \frac{\pi d_y^2 \cdot p_{iu}}{4}. \quad (20)$$

Підставляючи значення тиску із (19) та замість $dS = \alpha \cdot \rho \cdot d\rho$, маємо

$$Q = \frac{\gamma_{1-2}}{\omega \cdot \rho_i \cdot (k_1 + k_2)} \int_r^R \alpha \cdot \rho \cdot d\rho = \gamma_{1-2} \cdot \frac{\alpha \cdot (R^2 - r^2)}{2\omega \cdot \rho_i \cdot (k_1 + k_2)}, \quad (21)$$

де R, r – зовнішній і внутрішній радіуси гальмівного диску; α – кут обмеження фрикційної накладки.

Вирішуючи відносно γ_{1-2} , одержимо формулу для визначення швидкості зношування спряження в разі $m_{pi} = m_{vi} = 1$

$$\gamma_{1-2} = \frac{2(k_1 + k_2) \cdot \omega \cdot \rho_i \cdot Q}{\alpha \cdot (R^2 - r^2)}. \quad (22)$$

Після підстановки (22) у (19) та перетворень одержимо залежність розподілу контактного тиску на поверхні тертя в разі $m_{pi} = m_{vi} = 1$, що має вигляд гіперболи (див. рис. 1)

$$P_{in} = \frac{2Q}{\alpha \cdot (R^2 - r^2)}. \quad (23)$$

Значення зносів спряжених деталей (1 – диск, 2 – колодка, див. рис. 1) в кожній точці поверхні тертя та форму кривої одержимо за умови $m_{pi} = m_{vi} = 1$, $\psi = k_1/k_2 = const$, $\alpha = 0$, приймаючи до уваги, що величина зносу пропорційна швидкості зносу,

$$U_i = k_i \cdot \frac{2Q \cdot \omega \cdot \rho_i}{\alpha \cdot (R^2 - r^2)} \cdot T_i, \quad (24)$$

де T_i – час зношування i -ої фрикційної поверхні (час гальмування до моменту блокування коліс автомобіля).

Кутова швидкість обертання гальмівного диска на момент гальмування без блокування коліс може бути визначена, як

$$\omega = \frac{\mathcal{G}_a}{r_k}, \quad (25)$$

де \mathcal{G}_a – початкова швидкість гальмування легкового автомобіля; r_k – кінематичний радіус колеса.

Отже, з урахуванням (24) значення зносів спряжених деталей в кожній точці поверхні тертя дискового гальма визначимо за залежністю

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi d_{\text{дв}}^2 \cdot P_{\text{дв}} \cdot \rho_i \cdot \mathcal{G}_a}{2\alpha \cdot (R^2 - r^2) \cdot r_k} \cdot T_i, \quad (26)$$

де R, r – зовнішній і внутрішній радіуси гальмівного диску, що обмежують поверхню тертя.

Одержана закономірність (26) для визначення граничного зносу i -го тіла тертя дискового механізму дозволяє оцінювати його за будь-який період експлуатації за певних режимів роботи при екстрених гальмуваннях.

Час гальмування автомобіля визначається за умови погашення інерції поступального і обертального руху мас легкового автомобіля за рахунок гальмівних сил з урахуванням аеродинамічної сили опору

$$0,5 \cdot (m_a \cdot \mathcal{G}_a^2 + \sum I_i \cdot \omega^2) = (P_{T1} + P_{T2} + P_{\text{вх}}) \cdot s_T, \quad (27)$$

де $\sum I_i$ – сумарний інерційний момент обертальних мас на осях; m_a – маса легкового автомобіля; \mathcal{G}_a – початкова швидкість гальмування автомобіля; P_{T1}, P_{T2} – осьові гальмівні

сили; s_T – гальмівний шлях автомобіля; P_{wx} – сила лобового опору автомобіля, яка визначається як [4]

$$P_{wx} = K_0 \cdot F_w \cdot g_a^2, \quad (28)$$

де K_0 – коефіцієнт обтічності кузова легкового автомобіля; F_w – площа лобового опору легкового автомобіля (площа Міделя).

Враховуючи те, що осьові гальмівні сили легкового автомобіля визначаються через конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів K_1, K_2 і тиски гальмівної рідини у відповідних контурах, як $P_{T1} = p_1 \cdot K_1$ і $P_{T2} = p_2 \cdot K_2$, то, гальмівний шлях (шлях, за який відбувається зношування поверхонь тертя) автомобіля із (27)

$$s_T = \frac{0,5 \cdot (m_a \cdot g_a^2 + \sum I_i \cdot \omega^2)}{p_1 \cdot K_1 + p_2 \cdot K_2 + K_0 \cdot F_w \cdot g_a^2}, \quad (29)$$

де p_1 – тиск, створюваний гальмівним приводом (в контурах передніх коліс).

При застосуванні регуляторів величина тиску в контурах передніх коліс автомобіля на момент блокування задніх коліс, визначається, як

$$p_1 = p_2 = p_{10} = \frac{m_a \cdot g \cdot \phi_i - K_0 \cdot F_w \cdot g_a^2}{K_1 + K_2}, \quad (30)$$

де ϕ_i – коефіцієнт зчеплення коліс i -ої осі із опорною поверхнею дороги; K_1, K_2 – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів.

Тиск у контурах задніх коліс автомобіля визначається, як [2, 4]

$$p_2 = p_{10} + (p_1 - p_{10}) \cdot k_0, \quad (31)$$

де p_{10} – тиск в першій точці характеристики регулювання; k_0 – коефіцієнт підсилення тиску.

У разі застосування АБС тиск у контурах передніх і задніх коліс на момент блокування коліс якої-небудь осі визначається, як

$$p_1 = \frac{R_1 \cdot \phi_1}{K_1}, \quad (32)$$

$$p_2 = \frac{R_2 \cdot \phi_2}{K_2}, \quad (33)$$

де R_1 і R_2 – нормальні динамічні реакції на осях автомобіля [8, 9].

Для розрахунку зносу поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів приймалися наступні закони зміни приводного тиску в контурах:

а) для легкового автомобіля з регуляторами тиску [10, 11] – зміна за законом [12], що забезпечує тиск в контурах задніх гальмівних механізмів, визначений за залежностями (30) і (31) при коефіцієнті підсилення тиску $k_0 = 0,1$;

б) для легкового автомобіля з АБС тиск, визначений за залежностями (32) і (33) на момент блокування коліс якої-небудь осі.

Враховуючи геометричні параметри дискових гальмівних механізмів, що застосовуються на передній осі, та параметри барабанних гальмівних механізмів, що застосовуються на задній осі досліджуваних легкових автомобілів Lanos Daewoo, можна встановити, що визначені конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів становлять: $K_1 = 8,47 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $K_2 = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ [7].

Гальмівний шлях автомобіля пов'язаний із часом гальмування та уповільненням відомою залежністю [5]

$$s_T = \frac{(g_a - g_o)^2}{2j}, \quad (34)$$

де \mathcal{G}_a – початкова швидкість гальмування автомобіля; \mathcal{G}_o – кінцева швидкість гальмування автомобіля (у разі екстреного гальмування $\mathcal{G}_o = 0$); j – величина вповільнення легкового автомобіля з урахуванням дії аеродинаміки автомобіля визначається, як [7]

$$j = \frac{1}{m_a} \cdot [p_1 \cdot K_1 + p_2 \cdot K_2 + K_0 \cdot F_w \cdot \mathcal{G}_a^2]. \quad (35)$$

Вирішуючи відносно T_i , одержимо залежність для часу гальмування у вигляді

$$T_i = \frac{\mathcal{G}_a - \mathcal{G}_o}{j}. \quad (36)$$

Для моделювання зміни зносу поверхонь тертя дискових гальм при теоретичних дослідженнях приймалися легкові автомобілі Daewoo Lanos, обладнані АБС та регуляторами тиску [10], із передніми дисковими та задніми барабанными гальмівними механізмами, з шинами 185/70 R14, що здійснювали екстрені гальмування в безвітряну погоду на сухій горизонтальній асфальтобетонній дорозі.

Відносний знос спряжених поверхонь тертя в однойменних точках виміру будемо знаходити за формулою

$$\delta_{li} = \frac{U_{1p}}{U_{1k}} \cdot 100\%, \quad (37)$$

де U_{1p} – знос поверхні тертя диска гальмівного механізму передньої осі легкового автомобіля; U_{1k} – знос поверхні тертя колодки гальмівного механізму передньої осі легкового автомобіля.

Розрахункові значення параметрів гальмування та відносного зносу елементів спряження «диск – колодка», одержані за допомогою вище поданих залежностей, зведено до табл. 3.

Таблиця 3 – Результати проведених розрахунків

Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, \mathcal{G}_a							
	10 м/с (36 км/год)				15 м/с (54 км/год)			
	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo	6,69	6,25	1,30	21,0	6,75	13,95	2,05	21,0
Lanos	8,04	7,50	1,58	22,5	8,09	16,74	2,50	21,2
Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, \mathcal{G}_a							
	20 м/с (72 км/год)				25 м/с (90 км/год)			
	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo	6,83	24,56	2,85	21,0	6,94	37,88	3,68	21,2
Lanos	8,18	29,40	3,47	21,1	8,28	45,23	4,50	22,5
Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, \mathcal{G}_a							
	30 м/с (108 км/год)				35 м/с (126 км/год)			
	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo	7,07	53,7	4,56	22,3	7,12	71,8	5,48	22,3
Lanos	8,40	63,95	5,58	24,3	8,57	85,2	6,72	23,0
Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, \mathcal{G}_a							
	40 м/с (144 км/год)				45 м/с (162 км/год)			
	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo	7,17	53,7	4,56	21,0	7,22	71,8	5,48	21,3
Lanos	7,81	63,95	5,58	24,3	7,97	85,2	6,72	26,1

Закінчення таблиці 3

Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, v_a							
	50 м/с (180 км/год)				55 м/с (198 км/год)			
	j , м/с ²	st , м	T_i , с	δl_i , %	j , м/с ²	st , м	T_i , с	δl_i , %
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo	7,22	53,7	4,56	22,5	7,25	71,8	5,48	22,3
Lanos	8,21	63,95	5,58	25,3	8,57	85,2	6,72	24,3

Примітки. У чисельнику вказано значення параметрів для автомобілів із АБС, а в знаменнику – для автомобілів із регуляторами тиску [10].

У відповідності до табл. 3 побудовано гістограми (рис. 2, рис. 3) розподілу відносного зносу поверхонь тертя дискових гальм у залежності від початкової швидкості гальмування легкових автомобілів Daewoo Lanos, обладнаних АБС і регуляторами.

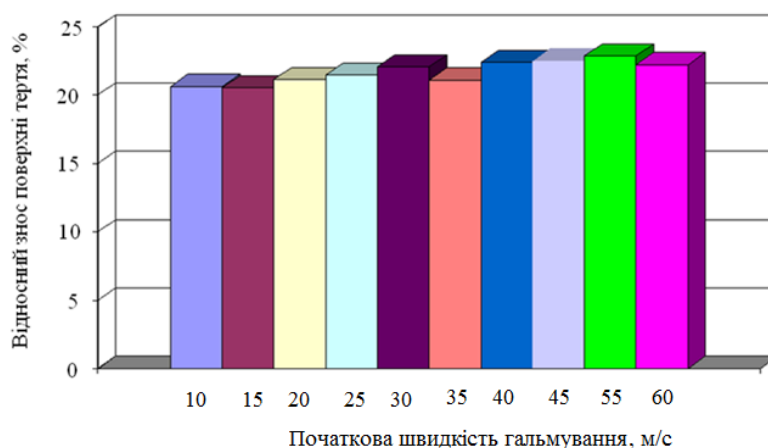


Рис. 2 – Діаграма відносного зносу спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів Daewoo Lanos, обладнаного АБС.

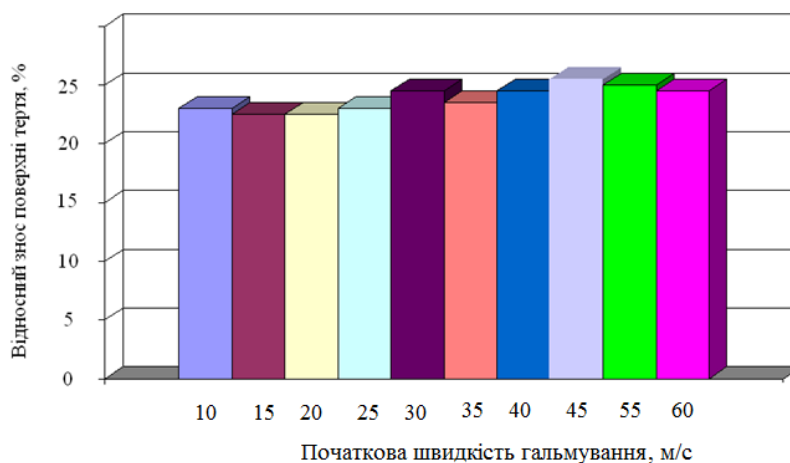


Рис. 3 – Діаграма відносного зносу спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів Daewoo Lanos, обладнаних регуляторами тиску [11].

Аналіз гістограми (див. рис. 2 і рис. 3) показує, що за рівних умов експлуатації легкових автомобілів Daewoo Lanos, гальмівні системи яких обладнано регуляторами тиску [11], відносний знос спряжених поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі, коливається в межах 22,5 – 26,1%, а для автомобілів, обладнаних АБС, він

становить 21 – 22,5%.

На підставі цього можна зробити висновок про те, що знос фрикційних накладок, у порівнянні зі зносом диску гальмівних механізмів, встановлених на передній осі автомобіля Daewoo Lanos, за певний період експлуатації є величиною, оберненою до їх відносного зносу та більший у 3,83 – 4,76 рази.

Отже, довговічність дискових гальм, встановлених на передній осі автомобіля Daewoo Lanos, можна подовжити за рахунок зниження відносного зносу, який, в першу чергу, залежить від величини контактної тиску, розподіленого по поверхні тертя, та, у другу, – від зносостійкості матеріалів деталей, які утворюють фрикційний контакт. Крім того, застосування АБС забезпечує не тільки більшу ефективність гальмування (більше вповільнення та менший гальмівний шлях), але й відносно менший знос фрикційних поверхонь.

Перспективи подальших досліджень. Автори вважають перспективними напрямки досліджень, пов'язані з оцінкою відносного зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів, що експлуатуються, який веде до встановлення зміни значень коефіцієнтів зносостійкості матеріалів, з яких виготовлені диск і фрикційні накладки.

Висновки. Встановлено, що відносний знос спряжених поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів, розміщених на передній осі, є величиною оберненою до їх відносного зносу та для легкових автомобілів Lanos коливається в межах 21,0 – 26,1%, тобто величина зносу фрикційної накладки більша за величину зносу гальмівного диску у 3,83 – 4,76 рази.

За рахунок зниження відносного зносу, який, в першу чергу, залежить від величини контактної тиску, розподіленого по поверхні тертя, та, у другу, – від зносостійкості матеріалів деталей, які утворюють фрикційний контакт, при застосуванні АБС забезпечується не тільки більша ефективність гальмування (менший гальмівний шлях), але й відносно менший знос фрикційних поверхонь за певний термін експлуатації автомобіля, а отже, – підвищення їх довговічності.

Список літератури:

1. Лудченко О.А. Технічне обслуговування та ремонт автомобілів: Підручник / Лудченко О.А. – К.: Знання-Прес, 2003. – 511 с.
2. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 614с.
3. Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей / Говорущенко Н.Я. – К.: Выща школа, 1971. – 232с.
4. Сахно В.П. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів: навчальний посібник. – Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (донецьке відділення), 2014. – 444 с.
5. Расчетные методы оценки трения и износа: сб. научн. трудов; под. ред. И.В. Крагельского]. – Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. – 234 с.
6. Хрущов М.М. Повышение износостойкости и срока службы машин. Новые методы определения износа деталей машин / Хрущов М.М. – М.: Машгиз, 1953. – С. 22-26.
7. Назаров О.І. Потенційна можливість реалізації прирощення вповільнення легковими автомобілями під час екстреного гальмування в різних експлуатаційних умовах / Назаров О.І., Шпінда Є.М. // Наукові нотатки: [міжвуз. зб. наук. праць]. – Луцьк, 2019. – №64. – С.81-86.
8. Назаров В.І. Математичне моделювання перерозподілу реакцій на осях під час екстреного гальмування на дорозі з нахилом / Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О. // Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – Харків, 2014. – №39(1082). – С. 134-140.
9. Назаров А.І. Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны / Назаров А.И., Назаров И.А., Назаров В.И. // Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Автомобіле- і тракторобудування». – Харків, 2015. – №8(1117). – С. 57-65.
10. Пат. №76189 Україна, МПК 2006.01, В60Т 8/24. Пристрій для підвищення ефективності гальмування легкових автомобілів / [Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.]; заявник і патентотримач Харків, Національний автомобільно-дорожній університет №u201207284; заявл. 15.06.2012; опубл. 25.12.2012, Бюл. №24.

11. Papashev, O.Kh. Regulators of brake forces of passenger automobiles / Papashev, O.Kh., Filipenko, S.V., Podrigalo, M.A., Volkov, V.P., Nazarov, A.I. // Avtomobilnaya Promyshlennost, – M., 2004. – №12. – Pp. 17-19.
12. Пат. №75406 Україна, МПК 2012.01, В60Т 11/00. Спосіб регулювання гальмівних сил між осями легкового автомобіля / [Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.]; заявник і патентотримач Харків, Національний автомобільно-дорожній університет №u201207282; заявл. 15.06.2012; опубл. 26.11. 2012, Бюл. №22.

References (transliterated):

1. Ludchenko O.A. Tekhnichne obsluhovuvannya ta remont avtomobiliv: Pidruchnyk / Ludchenko O.A. – K.: Znannia-Pres, 2003. – 511 s.
2. Stablynost ekspluatatsyonnykh svoystv kolesnykh mashyn / [Podryhalo M.A., Volkov V.P., Karpenko V.A. y dr.]; pod red. M.A. Podryhalo. – Kharkov: KhNADU, 2003. – 614s.
3. Hovorushchenko N.Ia. Osnovy teoryy ekspluatatsyy avtomobylei / Hovorushchenko N.Ia. – K.: Vyshcha shkola, 1971. – 232s.
4. Sakhno V.P. Ekspluatatsiyni vlastyvoli avtotransportnykh zasobiv: navchal'nyy posibnyk. – Donetsk: Vyd-vo «Noulidzh» (Donets'ke viddilennya), 2014. – 444 s.
5. Raschetnye metody otsenky treniya y yznosa: sb. nauchn. trudov; pod. red. Y.V. Krahelskoho]. – Briansk: Pryokskoe knyzhnoe yzd-vo, 1975. – 234 s.
6. Khrushchov M.M. Povyshenye yznosostoikosty y sroka sluzhby mashyn. Novye metody opredeleniya yznosa detalei mashyn / Khrushchov M.M. – M.: Mashhyz, 1953. – S. 22-26.
7. Nazarov O.I. Potentsiina mozhlyvist realizatsii pryroshchennia vprovilnennia lehkovymy avtomobiliamy pid chas ekstrenoho halmuvannia v riznykh ekspluatatsiynykh umovakh / Nazarov O.I., Shpinda Ye.M. // Naukovi notatky: [mizhvuz. zb. nauk. prats]. – Lutsk, 2019. – №64. – S.81-86.
8. Nazarov V.I. Matematychno modeliuвання pererozpodilu reaktzii na osiakh pid chas ekstrenoho halmuvannia na dorozhi z nakhylom / Nazarov V.I., Nazarov O.I., Nazarov I.O. // Visnyk NTU «KhPI»: Serii «Matematychno modeliuвання v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh». – Kharkiv, 2014. – №39(1082). – S. 134-140.
9. Nazarov A.I. Pereraspredelenye vertykalnykh reaktsiy na kolesakh lehkovo avtomobilya, dvyzhushchehosia v vozduhnom potoke po horizontalnoi dorozhe s fyksyrovannym radiusom kryvyzny / Nazarov A.I., Nazarov I.A., Nazarov V.I. // Visnyk NTU «KhPI»: Serii «Avtomobile- i traktorobuduvannia». – Kharkiv, 2015. – №8(1117). – S. 57-65.
10. Pat. №76189 Ukraina, МПК 2006.01, V60Т 8/24. Prystrii dlia pidvyshchennia efektyvnosti halmuvannia lehkovykh avtomobiliv / [Podryhalo M.A., Nazarov V.I., Nazarov O.I., Nazarov I.O.]; zaiavnyk i patentotrymach Kharkiv, natsionalnyi avtomobilno-dorozhnyi universytet №u201207284; zaiavl. 15.06.2012; opubl. 25.12. 2012, Biul. №24.
11. Papashev, O.Kh. Regulators of brake forces of passenger automobiles / Papashev, O.Kh., Filipenko, S.V., Podrigalo, M.A., Volkov, V.P., Nazarov, A.I. // Avtomobilnaya Promyshlennost, – M., 2004. – №12. – pp. 17-19.
12. Pat. №75406 Ukraina, МПК 2012.01, V60Т 11/00. Sposib rehuliuвання halmivnykh syl mizh osiamy lehkovo avtomobilya / [Podryhalo M.A., Nazarov V.I., Nazarov O.I., Nazarov I.O.]; zaiavnyk i patentotrymach Kharkiv, Natsionalnyi avtomobilno-dorozhnyi universytet №u201207282; zaiavl. 15.06.2012; opubl. 26.11. 2012, Biul. №22.

Надійшла (received) 01.12.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Назаров Олександр Іванович (Nazarov Alexander) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. проф. Говорушенко М.Я.», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9214-7506>; e-mail: hefer64@gmail.com

Кривошанов Сергій Іванович (Krivoshapov Sergey) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. проф. Говорушенко М.Я.», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>; e-mail: keat@khadi.kharkov.ua

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

О.Ю. РЕБРОВ, Б.І. КАЛЬЧЕНКО, В.А. МАКАРОВ, М.Є. ЯКУНІН, І.Г. БУЧКО, О.М. РЕБРОВА, О.В. АРТЮШЕНКО, О.М.ЛЕОНЕНКО

ОЦІНОЧНИЙ АНАЛІЗ ДІЇ НА ГРУНТ ХОДОВИХ СИСТЕМ КОЛІСНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРІВ

В статті наведений оціночний аналіз дії ходових систем колісних сільськогосподарських тракторів на ґрунт. Аналізу підлягала вибірка з понад 600 тракторів класичної компоновки провідних світових виробників, виконаних за схемою 4К4а. Для визначення показників максимального тиску на ґрунт застосована величина контурної площі плями контакту при допущенні, що шини експлуатуються за умов, які характеризуються індексом швидкості A_6 при значному крутному моменті протягом тривалого часу. Наведено розрахункову функцію розподілу ймовірності максимального тиску на ґрунт вибірки сучасних колісних тракторів для фіксованого конструктивного розташування центру ваги. Проаналізовано конструктивне розташування центру ваги тракторів за групами з відповідною різницею індексів довжини окружності кочення $\Delta RCI=4\dots 9$. Встановлено, що для тракторів загального та універсально-просапного призначення з $\Delta RCI = 4\dots 6$ найбільш поширений коефіцієнт розподілу ваги становить 0,40 або 0,44. Для тракторів спеціального (утилітарного) призначення з $\Delta RCI = 7\dots 9$ найбільш поширений коефіцієнт розподілу ваги 0,45...0,46. Проведено аналіз максимального тиску на ґрунт в широкому діапазоні сили тяги трактора при підтриманні постійним оптимального розподілу ваги, що залежить від співвідношення контурної площі плям контакту шин коліс переднього та заднього мостів. Аналіз показав, що підтримання постійним оптимального розподілу ваги при виконання тягових операцій дає змогу знизити максимальний тиск на ґрунт на 8...40 кПа. Це дає змогу усереднено підвищити частку території України, де сучасні колісні трактори з одинарними шинами зможуть експлуатуватися без порушення агроекологічних вимог, на 14%.

Ключові слова: колісний трактор, довжина окружності кочення шини, тракторна шина, максимальний тиск на ґрунт, розподіл ваги трактора.

O. REBROV, B. KALCHENKO, V. MAKAROV, M. YAKUNIN, I. BUCHKO, O. REBROVA, O. ARTIUSHENKO, O. LEONENKO

EVALUATION ANALYSIS OF THE RUNNING SYSTEM SOIL INTERACTION OF WHEELED AGRICULTURAL TRACTORS

The article provides an evaluative analysis of the wheeled agricultural tractor's running systems soil interaction. A sample of more than 600 MFWD tractors of the world's leading manufacturers was subject to analysis. To determine the parameters of the maximum soil pressure, the value of the footprint gross flat plate area is applied, assuming that the tires are operated under conditions characterized by the speed index A_6 with a significant torque for a long time. It is obtained the calculated function of the probability distribution of the maximum pressure on the soil of a sample of modern wheeled tractors with a fixed location of the centre of gravity (weight distribution). The designed arrangement of the centre of gravity of tractors by groups with the corresponding rolling circumference indexes difference $\Delta RCI = 4\dots 9$ was analysed. It was established that for general and universal purpose tractors with $\Delta RCI = 4\dots 6$ the most common weight distribution coefficient is 0.40 or 0.44. For special (utility) tractors with $\Delta RCI = 7\dots 9$, the most common weight distribution coefficient is 0.45...0.46. An analysis of the maximum soil pressure in a wide range of the traction force of the tractor while maintaining a constant optimal weight distribution, which depends on the ratio of the footprint gross flat plate area of the front and rear tires, was carried out. The analysis showed that maintaining a constant optimal weight distribution during traction operations makes it possible to reduce the maximum pressure on the soil by 8...40 kPa. This makes it possible to increase the part of the territory of Ukraine, where modern wheeled tractors with single tires can be operated without violating agro-ecological requirements, by 14%.

Key words: wheeled tractor, tire rolling circumference, tractor tire, tractor weight distribution.

Вступ. Ефективність експлуатації парку колісних сільськогосподарських тракторів визначається рядом чинників, серед яких центральне місце мають посідати показники взаємодії з ґрунтовим середовищем, які включають аспекти тягової ефективності та екологічної безпеки. Ці аспекти повинні розглядатися сумісно, оскільки вони тісно пов'язані та характеризують складові дотичних і радіальних силових факторів взаємодії тракторної шини з ґрунтовим середовищем, які є наслідком відповідних деформацій зсуву та пресування

грунту. Для збереження родючості та потенціалу ґрунтів, а також запобігання їх деградації та руйнування необхідне виконання ряду умов [1], які знайшли своє формальне втілення в Державному стандарті України [2].

Конструкції ходових систем повинні забезпечувати високі експлуатаційні властивості колісних тракторів, що не стануть перешкодою для їх екологічно безпечного використання за рівнем максимального тиску на ґрунт, особливо в період весняно-польових робіт. З огляду на зазначене, актуальним буде проведення оціночного аналізу рівня максимального тиску на ґрунт у розрізі досягнутого технічного рівня сучасних конструкцій колісних тракторів.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Широкий перелік технічних показників сучасних сільськогосподарських тракторів, у тому числі дані щодо застосованих типорозмірів шин, положення центру ваги, повздовжньої бази та багато інших даних, публікуються в щорічних виданнях [3]. Ці дані можна використати в якості вихідних для аналізу та узагальнення сучасного рівня впливу ходових систем колісних тракторів на ґрунт. Слід зауважити, що аспект екологічної безпеки [4] необхідно враховувати при обґрунтуванні рівня баластування тракторів [5, 6], а також при проектуванні та розробці сільськогосподарської техніки. Причому, агроекологічний вплив рушіїв на ґрунт не тільки повинен братися до уваги, а в деяких питаннях має бути ключовим [7, 8].

Відомий ряд заходів щодо покращення показників впливу ходових систем на ґрунт. До них можна віднести застосування здвоєних або зтроєних шин, впровадження систем регулювання тиску повітря в шинах (CTIS – central tire inflation system), до яких відносяться системи Fendt VarioGrip та Mitas AitCell [7]. Іншим напрямком зниження максимального тиску на ґрунт може бути керування розподілом зчіпної ваги трактора між переднім і заднім ведучими мостами. Варіантом такої системи можна вважати систему Fendt VarioPull, яка реалізована для випадку агрегування трактора полунавісними та причіпними сільськогосподарськими зняряддями.

Керувати розподілом зчіпної ваги у відповідному сенсі можна також за допомогою баластування. Традиційно баластування колісних тракторів відбувається установкою литих ваг в колісні диски задніх шин та/або навішуванням ваги на передню навісну систему або на відповідне кріплення в передньому звисі трактора. Також відома система EZ Ballast від John Deere [7], що дає змогу баластувати трактор єдиною вагою, яка за допомогою важелів та гідравлічної системи легко закріплюється оператором під остовом, не виходячи з кабіни.

Баластування литими вагами є дискретним, тобто положення центру ваги змінюється дискретно, і тільки при встановленні/зніманні баласту. Натомість, робота системи Fendt VarioPull є безперервною з плавним керуванням положення центру ваги трактора за рахунок змінного важеля прикладання вертикальної складової сили тяги на гаку, спричиненою особливостями агрегування полунавісним та причіпним сільськогосподарським зняряддям. Система Fendt VarioPull дає змогу змінювати довжину важеля прикладання вертикальної навантаги на 800 мм, що відкриває широкі можливості для регулювання розподілу ваги трактора по ведучим мостам.

З огляду на зазначене, виникає питання ефективності керування розподілом зчіпної ваги трактора з позиції забезпечення мінімально можливого максимального тиску рушія на ґрунт.

Мета та постановка задачі дослідження. Метою дослідження є аналіз рівня максимального тиску на ґрунт сучасних колісних тракторів за їх узагальненими даними та виявлення можливостей його зниження за рахунок корегування положення центру ваги.

Основний матеріал та результати дослідження. Максимальний тиск на ґрунт відповідно до ДСТУ [9] залежить від радіальної навантаги на шину G_k та контурної площі плями контакту F_k . Для спрощення аналізу вважатимемо, що в ході виконання польових сільськогосподарських операцій внутрішній тиск повітря в шині $p_{ш}$ відповідає радіальній навантазі G_k , яка, в свою чергу, дорівнює вантажопідйомності шини для умов експлуатації, що характеризуються індексом швидкості A_6 . Тобто шина експлуатується при значному крутному моменті протягом тривалого часу при радіальній навантазі G_k , що дорівнює допустимій $[Q_{A_6}]_{p_{ш}}$ за відповідного внутрішнього тиску $p_{ш}$. Це дає змогу в якості розрахункового значення використати величину

контурної площі плями контакту шини F_k , яка наведена в технічних даних виробником. Радіальну навантагу на шини будемо визначати для статичного положення та для руху з силою тяги на гаку. В статичному положенні радіальна навантага на передню G_{k1} та задню G_{k2} шини:

$$G_{k1} = \frac{G \cdot l_2}{2 \cdot L} = m_1 \cdot \frac{G}{2}; \quad G_{k2} = \frac{G \cdot l_1}{2 \cdot L} = m_2 \cdot \frac{G}{2}, \quad (1)$$

де L, l_1, l_2 – повздовжня база та відстань від центру ваги до осей переднього та заднього мостів, відповідно; m_1, m_2 – коефіцієнти (частки) розподілу ваги трактора на передній та задній мости в статичному положенні; G – вага трактора.

При реалізації сили тяги на гаку радіальні навантаги на шини:

$$G_{k1} = \frac{G}{2} \cdot \left(m_1 - \frac{\varphi_{кр} \cdot h_{кр}}{L} \right); \quad G_{k2} = \frac{G}{2} \cdot \left(m_2 + \frac{\varphi_{кр} \cdot h_{кр}}{L} \right), \quad (2)$$

де $\varphi_{кр}, h_{кр}$ – коефіцієнт використання зчпної ваги трактора та висота прикладання сили тяги на гаку, відповідно.

Радіальні навантаги на шини і максимальний тиск на ґрунт доцільно визначати для руху трактора без сили тяги на гаку ($\varphi_{кр}=0$), з середньою експлуатаційною силою тяги на гаку ($\varphi_{кр} \approx 0,24$) та гранично максимальною силою тяги на гаку ($\varphi_{кр} \approx 0,44$). Вочевидь, що в якості підсумкового значення максимального тиску на ґрунт обирається максимальне значення з усіх розрахованих варіантів. Розрахунки дали змогу отримати функцію розподілу ймовірності максимального тиску на ґрунт вибірки з понад 600 сучасних колісних тракторів закордонного виробництва. Разом з цим, в роботах [7, 8] була отримана функція розподілу ймовірності виконання агроекологічних вимог за територією України, залежно від нормативної величини допустимого тиску на ґрунт, яка згідно з ДСТУ [2] відповідає двократному проходу по полю в слідах рушія, тобто проходу коліс переднього і заднього мостів. Суміщені функції розподілу ймовірності максимального тиску на ґрунт вибірки сучасних колісних тракторів (F_T) та розподілу ймовірності виконання агроекологічних вимог за територією України (F_p) наведені на рис. 1.а. Отримані дані дали змогу побудувати залежність ймовірності виконання агроекологічних вимог (p_q) на території України від частки сучасних колісних тракторів (λ_T) з відповідним максимальним тиском на ґрунт (q_{max}) (рис. 1.б).

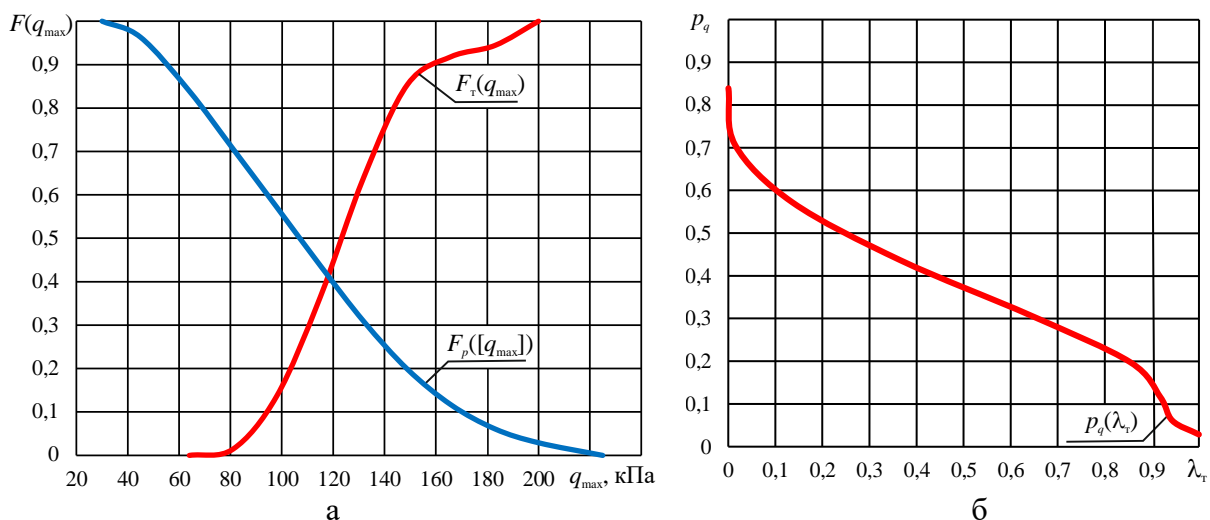


Рис. 1 – Оціночні показники дії на ґрунт сучасних колісних тракторів:

а – функції розподілу ймовірності максимального тиску на ґрунт вибірки сучасних колісних тракторів (F_T) та розподілу ймовірності виконання агроекологічних вимог за територією України (F_p); б – залежність ймовірності виконання агроекологічних вимог (p_q) на території України від частки сучасних колісних тракторів (λ_T) з відповідним максимальним тиском на ґрунт (q_{max})

Аналізуючи залежність (рис. 1.б), можна відзначити, що тільки 10% тракторів виконують

агроекологічні вимоги з ймовірністю 60% (на 60% території України), 25 % тракторів на 50% території, 50 % тракторів на 37% території, 75 % тракторів на 25% території і, нарешті, всі трактори на 3% території.

З огляду на такий стан екологічної безпеки колісних рушіїв сільськогосподарських тракторів постає питання щодо його покращення. Для подальшого аналізу формування максимального тиску на ґрунт колісних рушіїв в якості вихідних величин були обрані наступні параметри. По-перше, це статичний розподіл ваги трактора (m_1), а, по-друге, величина різниці індексів RCI (rolling circumference index, довжина окружності кочення) тракторних шин (ΔRCI).

Аналіз показав, що всі трактори MFWD (mechanical front wheel drive) класичної компоновки 4К4а підрозділяються для дві групи. Перша група – це трактори загального або універсально-просапного призначення, що мають $\Delta RCI = 4 \dots 6$ (рис. 2.а). Друга група – трактори спеціального (утилітарного) призначення з $\Delta RCI = 7 \dots 9$ для обробки садів, виноградників та інших робіт, де вимагається висока маневреність та висока вантажопідйомність задніх шин (рис. 2.б).

Найбільш поширеним для тракторів закордонного виробництва з $\Delta RCI = 4 \dots 6$ є коефіцієнт розподілу ваги $m_1=0,4$ (93 трактори) та $m_1=0,44$ (99 тракторів). Спеціальні (утилітарні) трактори найчастіше роблять з коефіцієнтом розподілу ваги $m_1=0,44 \dots 0,46$. В цій групі також, навіть, є 21 модель з $m_1=0,48$ (рис. 2.б).

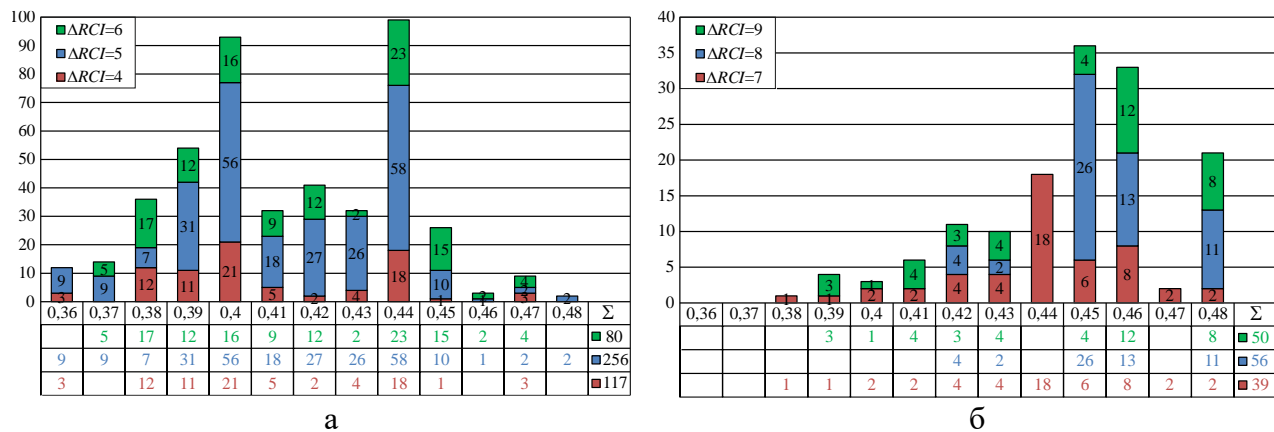


Рис. 2 – Дані щодо коефіцієнту m_1 розподілу ваги тракторів 4К4а (MFWD) по групам з відповідною різницею ΔRCI індексів довжини окружності кочення шин:

а – трактори загального та універсально-просапного призначення з $\Delta RCI = 4 \dots 6$;

б – трактори спеціального (утилітарного) призначення з $\Delta RCI = 7 \dots 9$

Доволі цікавим є дані щодо коефіцієнту розподілу ваги m_1 , різниці ΔRCI та середнього значення максимального тиску на ґрунт $q_{\max, \text{ср}}$ тракторів провідних світових виробників (табл. 1), які дають змогу узагальнити технічний рівень сучасних тракторів на ринку.

Оскільки радіальні навантаги на шини (2) змінюються залежно від тягового зусилля на гаку, постає питання вибору оптимального положення центру ваги трактора та ефективності його динамічного корегування в процесі тягових операцій. Під оптимальним мається на увазі таке положення центру ваги трактора, яке забезпечує мінімально можливий максимальний тиск на ґрунт при даній вазі трактора. Дані провідних світових виробників (табл. 1) свідчать, що коефіцієнт розподілу ваги m_1 сучасних колісних сільськогосподарських тракторів 4К4а (MFWD) становить 0,36-0,48.

Мінімальне значення максимального тиску на ґрунт шин трактора можливо реалізувати за умови рівності максимального (середнього) тиску на ґрунт шин переднього та заднього вездучих мостів:

$$\frac{G_{k1}}{F_{k1}} = \frac{G_{k2}}{F_{k2}}, \quad (3)$$

де F_{k1} , F_{k2} – контурні площі плями контакту шин коліс переднього та заднього мостів.

Таблиця 1 – Коефіцієнт розподілу ваги m_1 та різниця ΔRCI тракторів провідних виробників

Виробник	Кількість моделей	ΔRCI								m_1	m_{1cp}	$q_{max,cp}$, кПа
		0	3	4	5	6	7	8	9			
Steyr	23			3	13	7				0,37-0,45	0,40	99
Kubota	15			1		10		4		0,40-0,45	0,43	102
Zetor	14				3	11				0,39-0,45	0,42	109
Lindner	2				2					0,38	0,38	111
New Holland	79	7*		8	37	9	3	8	7	0,37-0,46	0,41	119
John Deere	55	5*		4	22	19	5			0,36-0,46	0,43	121
Case IH	57	4*		5	30	4	3	8	3	0,34-0,46	0,42	124
Massey Ferguson	66			1	38	15	4		8	0,38-0,45	0,42	125
Valtra	48			1	29	18				0,38-0,47	0,40	126
Fendt	38			6	22	5	4	1		0,44	0,44	128
Deutz-Fahr	70			25	15	6	7	13	4	0,37-0,48	0,43	129
Claas	51	6*		8	26	3	8			0,40-0,48	0,44	131
Lamborghini	57			12	17	4	8	11	5	0,36-0,48	0,43	132
Same	39			6	2	6	8	11	6	0,39-0,48	0,45	133
JCB	5	3	2							0,48-0,53	0,51	152

* – дані цих тракторів не брались до уваги для визначення показників m_1 , m_{1cp} та $q_{max,cp}$.

З огляду на прийняті раніше допущення, рівність (3) є коректною. Враховуючи (2), оптимальне значення коефіцієнту розподілу ваги трактора в статичному положенні:

$$m_{1opt} = \frac{F_{k1}}{F_{k1} + F_{k2}} + \frac{\varphi_{кр} \cdot h_{кр}}{L} = m_{1q} + \frac{\varphi_{кр} \cdot h_{кр}}{L}, \quad (3)$$

де m_{1q} – значення розподілу ваги, що забезпечує рівний максимальний тиск на ґрунт.

Тут слід відзначити, що реально однаковий максимальний тиск на ґрунт забезпечується тільки при конкретному значенні сили тяги на гаку ($\varphi_{кр} = const$):

$$m_{1q} = \frac{F_{k1}}{F_{k1} + F_{k2}} = m_{1opt} - \frac{\varphi_{кр} \cdot h_{кр}}{L}, \quad (4)$$

Тому оптимальне положення центру ваги m_{1opt} повинно бути більшим за m_{1q} та визначатися для конкретної сили тяги на гаку. Ідеальним буде варіант реалізації керованого положення центру ваги трактора з розрахунку, що, незалежно від сили тяги на гаку, розподіл ваги завжди буде m_{1q} . Прототипом таких систем може бути Fendt VarioPull.

Для аналізу перспектив впровадження систем, що забезпечують оптимальний розподіл ваги у всьому тяговому діапазоні трактора, були розраховані значення максимального тиску тракторів з тієї ж вибірки, що й на рис. 1. Була отримана нова функція розподілу ймовірностей максимального тиску на ґрунт (F_{lim}) вибірки сучасних колісних тракторів при забезпеченні оптимального розподілу ваги при тягових операціях, що порівнювалась з функцією розподілу ймовірностей максимального тиску на ґрунт (F_T) вибірки колісних тракторів при постійному конструктивному положенні центру ваги (рис. 3.а). По суті, функція (F_{lim}) є граничною для сучасних колісних тракторів і показує потенційні можливості екологічності наявних рушіїв при відповідному конструктивному виконанні та забезпеченні оптимального розподілу ваги при реалізації тягових операцій. Подальшим покращенням показників максимального тиску на ґрунт може бути перехід на інноваційні шини підвищеної еластичності, застосування здвоєних чи зтросєних шин або змінних гусеничних рушіїв. Тобто, функцією (F_{lim}) обмежуються можливості наявних колісних ходових систем сучасних тракторів з одинарними шинами щодо їх впливу на ґрунт.

Порівняння отриманих даних показує, що підтримання постійного оптимального розподілу ваги трактора m_{1q} дає змогу знизити максимальний тиск на ґрунт на величину 8...40 кПа (рис. 3.а). Покращення проявляється в зоні p_{q+} (рис. 3.б) у вигляді збільшення частки

тракторів, що виконують агроекологічні вимоги на території України з відповідною ймовірністю. Або в іншій інтерпретації підвищується ймовірність виконання агроекологічних вимог на території України ($p_{q\text{lim}+}$) при впровадженні регулювання оптимального розподілу ваги трактора при тягових операціях.

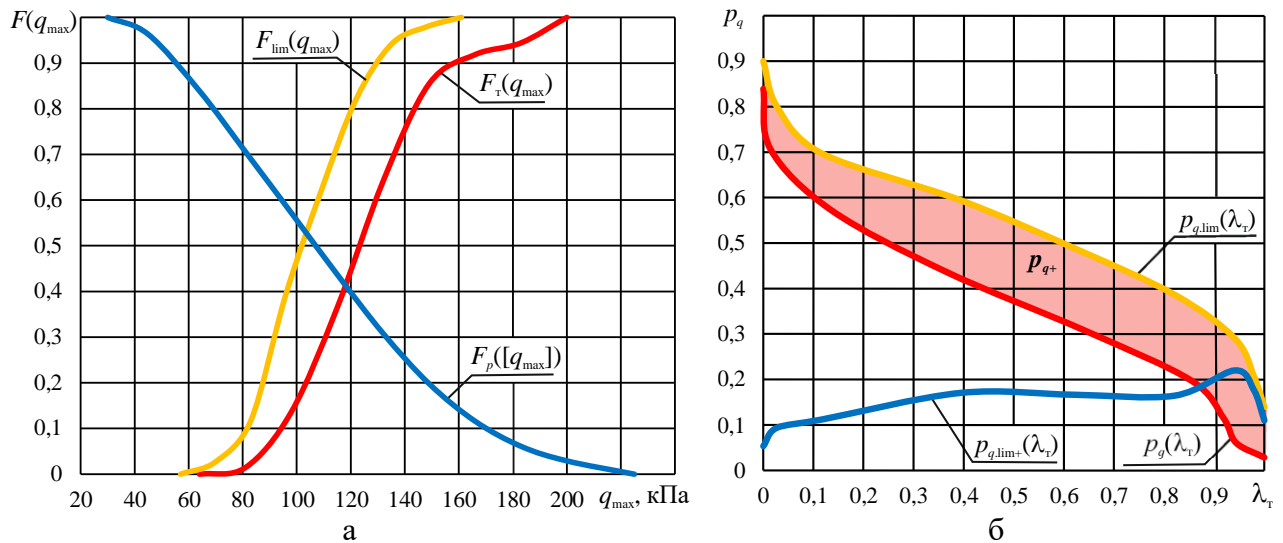


Рис. 3 – Оціночні показники дії на ґрунт сучасних колісних тракторів та перспективи їх гранично можливого покращення:

а – функції розподілу ймовірностей максимального тиску на ґрунт вибірки сучасних колісних тракторів при відсутності (F_T) та наявності (F_{lim}) забезпечення оптимального розподілу ваги при тягових операціях, функція розподілу ймовірності виконання агроекологічних вимог за територією України (F_p); б – залежність ймовірності виконання агроекологічних вимог на території України вибірки сучасних колісних тракторів при відсутності (p_q) та наявності ($p_{q\text{lim}}$) забезпечення оптимального розподілу ваги при тягових операціях від частки тракторів (λ_T) з відповідним максимальним тиском на ґрунт (q_{\max}), підвищення ймовірності виконання агроекологічних вимог на території України ($p_{q\text{lim}+}$) при впровадженні регулювання оптимального розподілу ваги трактора при тягових операціях

В середньому розрахункове зростання ймовірності $p_{q\text{lim}+}$ становить 0,139. (~14%). Таким чином, підтримання постійним оптимального розподілу ваги трактора m_{1q} дає змогу наявним конструкціям тракторів та їх ходовим системам експлуатуватися додатково на 14% території України без порушення агроекологічних вимог щодо максимального тиску на ґрунт.

Висновки. Трактори загального та універсально-просапного призначення з $\Delta RCI = 4 \dots 6$ мають найбільш поширений коефіцієнт розподілу ваги 0,40 або 0,44. У тракторів спеціального (утилітарного) призначення з $\Delta RCI = 7 \dots 9$ найбільш поширений коефіцієнт розподілу ваги 0,45...0,46. Найкращі показники максимального тиску на ґрунт колісний трактор має при оптимальному розподілу ваги m_{1q} , який визначається співвідношенням площ контакту передніх та задніх шин з ґрунтом. Сучасні колісні трактори мають максимальний тиск на ґрунт в межах 60...200 кПа. При застосуванні систем керування розподілом зчпної ваги трактора та підтриманні його оптимального значення m_{1q} максимальний тиск на ґрунт можна знизити на величину 8...40 кПа, що забезпечує зростання ймовірності виконання агроекологічних вимог на території України в середньому на 0,139. Підтримання постійним оптимального розподілу ваги трактора m_{1q} дає змогу наявним конструкціям сучасних колісних тракторів та їх ходових систем експлуатуватися додатково на 14% території України без порушення агроекологічних вимог щодо максимального тиску на ґрунт.

Список літератури:

1. В. В. Медведєв. Фізическіє свойства и обработка почв в Украине. – Харьков. Изд-во. "Городская типография", 2013. -224 с.
2. ДСТУ 4521:2006 Техніка сільськогосподарська мобільна. Норми дії ходових систем на ґрунт. Київ, 2007. 8 с.
3. Agrarheute [Electronic resource] // Agrarheute. – Access mode: www.dlz-agrarmagazin.de. – Date of the application: 15.11.2022.
4. Медведєв В. В. Екологізація в конструюванні та експлуатації землеробських машинно-тракторних агрегатів / В. В. Медведєв // Вісник аграрної науки. – 2012. – № 10. – С. 39–45.
5. Надикто В. Т. Проблема баластування колісних тракторів / Надикто В. Т. // Техніка і технології АПК. – 2013. – № 2. – С. 7–9.
6. Потенційні можливості баластування колісного трактора за умовою екофільності шини в залежності від тиску повітря в неї / В. П. Кувачов, В. Б. Мітков, А. М. Аюбов, О. В. Шульга // Науковий вісник ТДАТУ. – 2016. – Вип. 6, т. 3. – С. 26–32.
7. 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.
8. Вибір параметрів шин сільськогосподарських тракторів: монографія / О.Ю. Ребров. – Харків. Видавець: О.А. Мірошніченко, 2021. – 304 с. іл.
9. ДСТУ 4428:2005 Техніка сільськогосподарська мобільна. Методи визначення дії ходових систем на ґрунт. Київ, 2006. 8 с.

References (transliterated):

1. V. V. Medvedev. Fizycheskye svoistva y obrabotka pochv v Ukrainе. – Kharkov. Yzd-vo. "Horodskaia typhrafiya", 2013. -224 s.
2. DSTU 4521:2006 Tekhnika silskohospodarska mobilna. Normy dii khodovykh system na grunt. Kyiv, 2007. 8 s.
3. Agrarheute [Electronic resource] // Agrarheute. – Access mode: www.dlz-agrarmagazin.de. – Date of the application: 15.11.2022.
4. Medvediev V. V. Ekolohizatsiia v konstruiuvanni ta ekspluatatsii zemlerobskykh mashynno-traktornykh ahreativ / V. V. Medvediev // Visnyk ahrarnoi nauky. – 2012. – № 10. – S. 39–45.
5. Nadykto V. T. Problema balastuvannia kolisnykh traktoriv / Nadykto V. T. // Tekhnika i tekhnolohii APK. – 2013. – № 2. – S. 7–9.
6. Potentsiini mozhlyvosti balastuvannia kolisnoho traktora za umovoiu ekofilnosti shyny v zalezhnosti vid tysku povitria v nei / V. P. Kuvachov, V. B. Mitkov, A. M. Aiubov, O. V. Shulha // Naukovyi visnyk TDAU. – 2016. – Vyp. 6, t. 3. – S. 26–32.
7. Naukove obgruntuvannia pidvyshchennia efektyvnosti kolisnykh rushiiv silskohospodarskykh traktoriv na enerhoiemnykh tekhnolohichnykh operatsiiaakh obrobitku ґрунту [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 Yuriiovykh. – Kharkiv, 2021. – 423 s.
8. 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.
9. DSTU 4428:2005 Tekhnika silskohospodarska mobilna. Metody vyznachennia dii khodovykh system na grunt. Kyiv, 2006. 8 s.

Надійшла (received) 30.11.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Ребров Олексій Юрійович (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 (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 (Yakunin Maksym) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4918-6558>; e-mail: yakunin_maksim92@ukr.net

Макаров Володимир Андрійович (Makarov Volodymyr) – доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, м. Вінниця, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7012-4952>; e-mail: makarov@vntu.edu.ua

Бучко Ігор Георгійович (Buchko Ihor) – головний конструктор по обладнанню для посіву, живленню та захисту рослин, ТОВ «ЛЮЗІВСЬКІ МАШИНИ ІННОВАЦІЙНИЙ ЦЕНТР», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4198-298X>; e-mail: buchko.phd@gmail.com

Реброва Олена Михайлівна (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 (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

Леоненко Олександр Миколайович (Leonenko Alexander) - кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний університет Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба, доцент кафедри аеродромно-технічного забезпечення авіації інженерно-авіаційного факультету, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1208-796X>; e-mail: alexander.leonenko73@gmail.com

Є.І. КАЛІНІН, І.В. КОЛЕСНИК, В.М. КОЛОДНЕНКО

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ВЕЛИЧИНИ ПИТОМОГО ТИСКУ НА ОПІР РУХУ САМОХІДНИХ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН З ГЛАДКИМИ ТРАКАМИ

В роботі проаналізовано вплив конструктивних параметрів гусеничного рушія на експлуатаційні та екологічні параметри тракторів загального призначення. Складена математична модель динаміки гусеничного рушія та його впливу на опорну поверхню. Аналіз результатів досліджень показує, що збільшення питомого тиску призводить до збільшення коефіцієнта опору руху. Інтенсивність зміни сил опору руху зростає зі збільшенням питомого тиску внаслідок збільшення складової від деформації ґрунту.

Ключові слова: трактор, самохідна гусенична машина, питомий тиск, опір руху, ущільнення ґрунту.

E. KALININ, I. KOLIESNIK, V. KOLODNENKO

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF THE SPECIFIC PRESSURE ON THE MOVEMENT RESISTANCE OF SELF-PROPELLED TRACKED MACHINES WITH SMOOTH TRACKS

The paper analyzes the influence of the design parameters of the crawler motor on the operational and environmental parameters of general-purpose tractors. A mathematical model of the dynamics of the crawler motor and its influence on the support surface is developed. Analysis of research results shows that an increase in specific pressure leads to an increase in the coefficient of movement resistance. The intensity of changes in the forces of movement resistance increases with an increase in specific pressure due to an increase in the soil deformation component.

Key words: tractor, self-propelled tracked machine, specific pressure, movement resistance, soil compaction.

Вступ. З розвитком нових методів розробки ґрунтів у промисловості, способів впливу на оброблюване середовище у сільському господарстві, засобів видобутку деревини у лісовій промисловості до гусеничних машин пред'являються дедалі вищі вимоги. У зв'язку із збільшенням питомої потужності машин, зростанням тягових зусиль збільшується ступінь впливу на опорну поверхню, що суперечить вимогам екологічності та технологіям обробітку ґрунту. Таким чином, перед розробниками гусеничних машин постають завдання оптимізації параметрів техніки з метою збільшення продуктивності, з одного боку, та забезпечення мінімального впливу на оброблюване середовище або опорну поверхню, з іншого. Ці вимоги є взаємовиключними. З одного боку, збільшення потужності машин веде до збільшення маси машини, з іншого боку, збільшення маси машини є небажаним у зв'язку зі збільшенням впливу на опорну поверхню.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Методикам визначення параметрів гусеничного рушія присвячено чимало робіт. Є практичні рекомендації щодо визначення основних геометричних залежностей [1], що дозволяють вибрати тип підвіски, визначити основні геометричні параметри траків, ведучого та напрямного коліс. Проаналізовано конструкції підвісок гусеничних машин з точки зору прохідності [2], наведено оціночні параметри гусеничного ланцюга з металевими та гумометалевими шарнірами, запропоновано основні методики їх розрахунків. Викладено методики розрахунку напівжорстких, пружних та балансірних підвісок із застосуванням торсіонів та амортизаторів [3]. Видання останніх років присвячені аналізу внутрішніх динамічних процесів гусеничного рушія, розглядаючи гусеничний ланцюг як абсолютно гнучку нитку [4]. Однак наявні методи розрахунків не дозволяють визначати з достатньою точністю ступінь впливу параметрів рушія на екологічні характеристики машин, що потребують оптимізації.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є визначення опору руху внаслідок деформації ґрунту, при рівномірному розподілі ваги між опорними котками рушія, який, в основному, визначається деформацією ґрунту напрямною (лобовою) ділянкою гусениць.

Математична модель руху гусеничного рушія.

Деформація ґрунту відбувається за напрямом вектору абсолютної швидкості частинок, що деформуються. Відповідно до цього розглянемо дві ділянки на напрямній гілці гусеничної стрічки AB та BC (рис. 1).

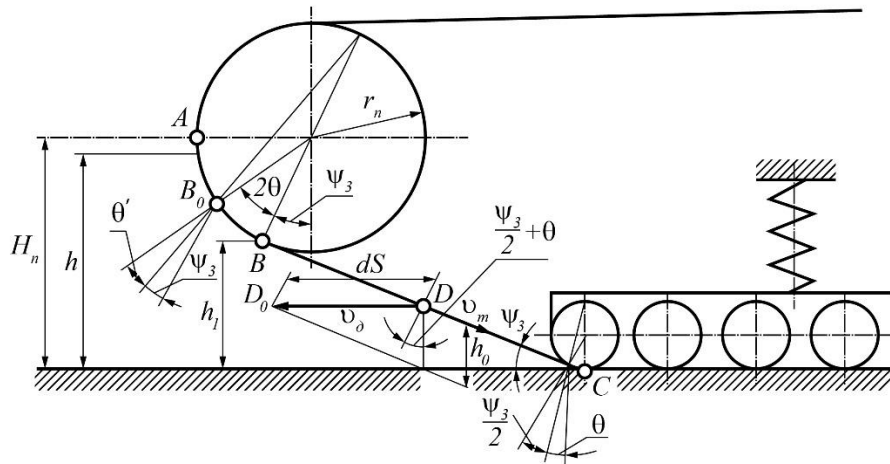


Рис. 1 – Схема деформації ґрунту напрямною ділянкою гусениці

На ділянці AC деформація ґрунту буде спрямована під кутом $\frac{\psi_3}{2}$ до нормалі похилої гілки гусениці під час руху без буксування та під кутом $\frac{\psi_3}{2} + \theta$ при русі з буксуванням (θ – кут між напрямком вектору абсолютної швидкості при поточній величині буксування та напрямом вектору $\delta = 0$).

На ділянці AB деформація ґрунту відбувається під змінним кутом $\frac{\psi_x}{2}$ до нормалі дуги AB під час руху без буксування та під кутом $\frac{\psi_x}{2} + \theta$ під час руху з буксуванням. При певній глибині колії, що відповідає точці B_0 напрямної ділянки, кут між напрямком деформації ґрунту та нормаллю до напрямної гілки стане більше кута тертя між гусеничною стрічкою та ґрунтом θ' , що призведе до прослизання ґрунту відносно лобової ділянки навіть при русі без буксування чи ковзання.

Визначимо, на якій глибині від дна колії знаходиться точка B_0 лобової ділянки гусениці. З рис.1 видно:

$$h_g = H_n - r_n \cos(2\theta' + \psi_3). \quad (1)$$

Відомо, що коефіцієнт тертя сталі по ґрунту, як і коефіцієнт внутрішнього тертя в ґрунті, є дуже складною функцією багатьох параметрів для одного і того ж ґрунту, а саме: вологості, питомого тиску, швидкості ковзання та ін. Найбільш інтенсивно на величину коефіцієнта тертя впливає вологість ґрунту та питомий тиск. Зміна швидкості ковзання викликає незначне підвищення коефіцієнта тертя.

Встановлено, що на стерні пшениці за умов підвищеної вологості ґрунту при зміні питомого тиску від 0,14 до 0,55 кг/см² коефіцієнт тертя ковзання змінювався в інтервалі 0,20...0,30. Приблизно такий порядок коефіцієнтів тертя з метою оцінки взаємодії рушіїв з ґрунтом рекомендують багато дослідників: В.П. Горячкін, М.І. Медведєв та інші.

Відстань від опорної поверхні гусеничного рушія до центру спрямовуючого колеса $H_n = 495$ мм, радіус спрямовуючого колеса з урахуванням висоти гусеничного полотна – $r_n = 377$ мм.

Тоді при $f_o = 0,20$ величина $h_g = 186$ мм, а при $f_o = 0,30$ – $h_g = 230$ мм.

Звідси випливає, що при русі з глибиною колії $h > 200$ мм з'являються додаткові втрати в рушії від прослизання частинок ґрунту відносно ділянки AB_0 по напрямній гілці навіть при русі без буксування. Розрахунки показали, що з реальних умов роботи у загальному балансі сил опору руху додаткові втрати при прослизанні ґрунту по ділянці AB_0 , незначні й надалі до уваги не приймаються.

Якщо прийняти, що напрямна ділянка BC абсолютно жорстка, то всі елементарні реакції ґрунту на цій ділянці паралельні між собою. Отже, їх можна замінити на одну рівнодіючу. Нехай ця рівнодіюча прикладена в точці D , тоді при переміщенні рушії на шляху dS буде витрачено роботу:

$$dA = R_0 dh_0. \quad (2)$$

Елементарна реакція ґрунту на лобову частину визначатиметься нормальним напруженням зминання та площею елементарного майданчика. Оскільки напруження зминання залежить від глибини колії, то рівнодіюча елементарних реакцій визначатиметься підсумовуванням окремих елементарних реакцій на площі ділянки BC :

$$R_0 = \int_{BC} dR_0 = \int_{BC} q_0 dF_0, \quad (3)$$

де dR_0 – елементарні реакції ґрунту на ділянці AC у напрямку деформації ґрунту; q_0 – нормальне напруження зминання ґрунту на елементарному майданчику; dF_0 – елементарний майданчик, перпендикулярний до напрямку деформації ґрунту.

З рис.1 випливає, що:

$$dF_0 = b dl \cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right), \quad (4)$$

$$dl = \frac{dh}{\sin \psi_3} = \frac{dh_0 \cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right)}{\sin \psi_3}. \quad (5)$$

Тоді:

$$dF_0 = b \frac{\cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right) dh_0}{\sin \psi_3}, \quad (6)$$

де b – ширина гусениці; dl – елементарна довжина гусениці; h_0 – величина деформації елементарного майданчика dF_0 у напрямку вектору абсолютної швидкості.

Закономірність деформації перезволожених ґрунтів під опорною поверхнею гусеничного рушії досліджуваного класу машин, як показали дослідження, може бути описана лінійною функцією виду $q_0 = ch_0$, де c – певний коефіцієнт.

Підставляючи значення q_0 і dF_0 в рівняння (3), матимемо:

$$R_0 = \int_0^{h_0} ch_0 b \frac{\cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right) dh_0}{\sin \psi_3}. \quad (7)$$

Або після інтегрування:

$$R_0 = \frac{cbh_0^2 \cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right)}{2 \sin \psi_3}. \quad (8)$$

Замінюючи у рівнянні (8) h_0 його величиною:

$$h_o = \frac{h_f}{\cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right)}, \quad (9)$$

отримаємо:

$$R_o = \frac{cbh_1^2 \cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right)}{2 \cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right) \sin \psi_3}, \quad (10)$$

При переміщенні рушія на шляху dS деформація ґрунту під лобовою ділянкою BC відбудеться на певну величину dh_o .

За теоремою синусів:

$$\frac{dh_o}{\sin \psi_3} = \frac{dS}{\sin\left[90^\circ - \left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right)\right]}, \quad (11)$$

звідки:

$$dh_o = \frac{dS \sin \psi_3}{\cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right)}. \quad (12)$$

Тоді опір руху, що створюється двома гусеницями на ділянці AC , буде дорівнювати:

$$P_{f_{ac}} = 2 \frac{dA}{dS} = \frac{2Rdh_o}{dS} = \frac{2cbh_1^2 \cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right) \sin \psi_3 dS}{2 \cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right) \sin \psi_3 \cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right) dS} = \frac{cbh_1^2}{\cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right)}. \quad (13)$$

З трикутника DD_oE (рис. 1), отримаємо:

$$\cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right) \frac{\sin \psi_3}{\sqrt{\eta^2 - 2\eta \cos \psi_3 + 1}} = \eta'_\delta, \quad (14)$$

де $\eta = \frac{v_o}{v_m}$ – ККД буксування; v_o – дійсна швидкість руху; v_m – теоретична швидкість руху.

Величину η'_δ В.В. Гуськов запропонував називати приведеним ККД буксування. Тоді в остаточному вигляді опір руху на ділянці AC дорівнює:

$$P_{f_{ac}} = \frac{cbh_1^2}{\eta'_\delta}. \quad (15)$$

На криволінійній ділянці гусеничної гілки (рис. 2) абсолютна швидкість частинок ґрунту, що деформується, буде спрямована під змінним кутом $\left(\frac{\psi_3}{2} + \psi_3 - \theta\right)$ до вертикалі. За аналогією з попередніми міркуваннями, опір руху на ділянці AB визначиться рівнянням виду:

$$P_{f_{AB}} = \frac{cb(h - h_1)^2}{\cos\left(\frac{\psi_x}{2} + \psi_3 - \theta\right)}. \quad (16)$$

Величина $\cos\left(\frac{\psi_x}{2} + \psi_3 - \theta\right)$ є приведеним ККД буксування на ділянці AB . З трикутника $D''D''_oE''$ впливає, що:

$$\eta'_\delta = \frac{\sin(\psi_x + \psi_3)}{\sqrt{\eta^2 - 2\eta \cos(\psi_x + \psi_3) + f}}. \quad (17)$$

На ділянці AB значення кута, що характеризує положення елементів ділянки відносно дна колії, змінюються від ψ_3 ($\psi_x = 0$) до $(\psi_3 + \psi_{\max})\psi_{\max}$ та визначається виразом виду:

$$\psi_{\max} = \arccos \frac{H_n - h_{\max}}{r_n} - \psi_3. \quad (18)$$

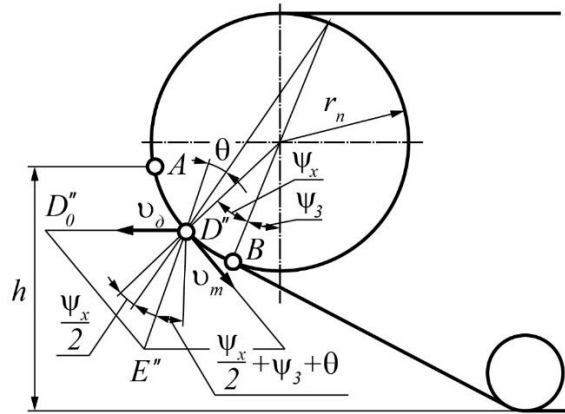


Рис. 2 – Схема деформації ґрунту криволінійною ділянкою AB

Підставляючи числові значення у вираз (18), отримаємо, що кут ψ_x , який визначає напрямок деформації ґрунту на ділянці AB , може приймати значення в межах до $70^\circ 40'$.

Дослідження показали, що при самопересуванні гусеничного рушія машин буксування зазвичай не перевищує 5%, чому відповідає $\eta = 0,95$.

В табл. 1 наведено значення приведенного ККД буксування при $\eta = 0,95$ для різних кутів нахилу напрямної ділянки. Аналіз даних показує, що зі зміною кута нахилу від 10 до 80° значення приведенного ККД буксування при $\eta = 0,95$ змінюється в межах від $0,96$ до $0,76$.

Таблиця 1 – Значення приведенного ККД буксування рушія в залежності від кута ψ

$\psi = \psi_3 + \psi_x$	$10^\circ 00'$	$12^\circ 30'$	$20^\circ 00'$	$30^\circ 00'$	$40^\circ 00'$	$50^\circ 00'$	$60^\circ 00'$	$70^\circ 00'$	$80^\circ 00'$
η_δ	0,96	0,97	0,99	0,98	0,96	0,93	0,89	0,84	0,76

Для конкретних величин буксування існують оптимальні кути нахилу напрямної гілки гусениці до напрямку руху, при яких опори руху, за рахунок деформації ґрунту, будуть найменші ($\eta_\delta = 1$).

Підставивши в рівняння (14) $\eta_\delta = 1$ і розв'язавши його відносно ψ і η , отримаємо:

$$\psi_m = 90^\circ - \arcsin \eta. \quad (19)$$

У табл. 2 наведено величини оптимальних кутів нахилу при різних ККД буксування.

Таблиця 2 – Оптимальні кути нахилу гілки рушія при різних ККД буксування

η_δ	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90
ψ_{opt}	$13^\circ 06'$	$11^\circ 29'$	$14^\circ 05'$	$16^\circ 16'$	$18^\circ 12'$	$19^\circ 57'$	$21^\circ 34'$	$23^\circ 04'$	$24^\circ 30'$	$25^\circ 50'$

Для досліджуваного класу рушіїв кут нахилу напрямної ділянки $\psi_3 = 12^\circ 30'$. Мінімальне значення сили опору руху за такого кута нахилу буде забезпечено при ККД буксування в $0,985$. При буксуванні двигуна 5% , оптимальним кутом нахилу напрямної гілки буде кут $\psi = 18^\circ 12'$.

На рис. 3 наведено графік зміни приведенного ККД буксування без врахування η_δ залежно від глибини занурення рушія при 5% буксування.

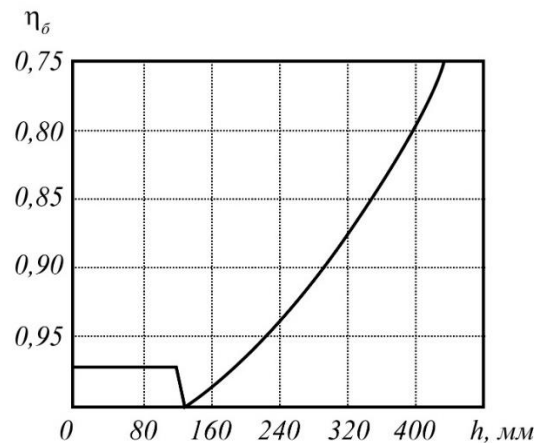


Рис. 3 – Зміна приведенного ККД буксування без врахування η_δ в залежності від глибини колії

Враховуючи характер зміни приведенного ККД буксування, надалі при його розрахунках користуватимемося середньозваженим значенням, що визначається за формулою виду:

$$\eta_\delta = \frac{\eta'_\delta h_1 + \sum_{i=1}^n \eta''_{\delta i} \cdot h_i}{h}, \quad (20)$$

де n_i – вибраний інтервал зміни глибини колії на криволінійній ділянці гусеничної гілки; $\eta''_{\delta i}$ – середнє значення приведенного ККД буксування на кожному інтервалі зміни глибини колії.

З урахуванням рівності (20) опір руху внаслідок деформації ґрунту дорівнюватиме:

$$P_{fn} = \frac{cbh^2}{\eta_\delta}. \quad (21)$$

Опір руху, зумовлений механічними втратами, достатньою мірою характеризується рівнянням виду:

$$P_{fm} = A_o T + B_o V^2 + \eta_o G, \quad (22)$$

де A_o , B_o , D_o – коефіцієнти пропорційності; T – натяг гусеничного ланцюга, Н; G – вага рушія, Н.

Тоді загальний опір руху гусеничного рушія визначається за формулою:

$$P_f = A_o T + B_o V^2 + D_o G + \frac{cbh^2}{\eta_\delta}. \quad (23)$$

При рівномірному русі з постійною швидкістю та оптимальному натягу гусеничної гілки з глибиною колії до 220 мм опір руху можна визначати з достатньою точністю за формулою виду:

$$P_f = c + D_o G + cbh^2, \quad (24)$$

де $c_o = A_o T + B_o V^2$ – постійний коефіцієнт для конкретних значень V та T .

У рівнянні (22) замінимо глибину колії h і вагу G через відповідний їм питомий тиск. Тоді опір руху у функції питомого тиску матиме вигляд:

$$P_f = c_o + 2D_o q \delta l + \frac{bq^2}{c\eta_\delta}. \quad (25)$$

З рівняння (24) випливає, що зі збільшенням питомого тиску опір руху зростає за параболічним законом.

Аналіз результатів досліджень.

Результати аналітичних та експериментальних даних наведено на рис. 4. Суцільними лініями показаний характер зміни коефіцієнтів f , отриманих розрахунковим шляхом за аналітичними виразами сил P_f . Пунктирні лінії проведено з урахуванням експериментальних значень коефіцієнтів f_3 методом найменших квадратів.

Порівняння теоретичних та експериментальних даних свідчить про достатню міру їх збіжності.

Високий ступінь збіжності теоретичних та експериментальних значень підтверджує обґрунтованість прийнятих у роботі припущень для характерних умов експлуатації гусеничного рушія:

1. Закономірність деформації ґрунту під рушієм під час утворення колії підпорядковується прямолінійній залежності виду $q = ch$.

2. Розподіл питомого тиску під опорними котками рівномірний.

Деяку розбіжність у теоретичних та експериментальних значеннях коефіцієнтів f можна пояснити впливом прийнятих припущень на значення коефіцієнтів, визначених за розрахунковими формулами.

Крім того, для аналітичного розрахунку механічних втрат у рушії P_{fm} за формулою (22) у роботі були прийняті коефіцієнти A_o , B_o і D_o , які отримані для дослідження рушія в «ідеальних» умовах (пряма асфальтована дорога).

Дійсні значення коефіцієнтів A_o , B_o і D_o в реальних умовах роботи рушіїв можуть відрізнятися від отриманих експериментальним шляхом на асфальтованій дорозі внаслідок попадання бруду у відкриті шарніри рушія, під опорні катки, ведучі колеса і в простір між ними.

Це підтверджується і аналізом результатів виконаних досліджень (рис. 4). З характеру перебігу розрахункових та експериментальних залежностей $f = \psi(q)$ випливає, що зі збільшенням питомого тиску розбіжності між теоретичними та експериментальними значеннями коефіцієнтів f збільшуються. Так, максимальні відхилення коефіцієнтів f склали: при опорній поверхні із шириною черевиків $b = 1000$ мм ($q = 0,14 \dots 0,24$ кг/см²) – 4,31%, при опорній поверхні із шириною черевиків $b = 800$ мм ($q = 0,16 \dots 0,27$ кг/см²) – 6,12%, при опорній поверхні із шириною черевиків $b = 600$ мм ($q = 0,21 \dots 0,35$ кг/см²) – 8,87%, а при $b = 400$ мм ($q = 0,29 \dots 0,55$ кг/см²) – 12,63%

Подібна розбіжність пояснюється тим, що зі збільшенням питомого тиску рушія на ґрунт внаслідок зростання глибини збільшується попадання вологих частинок ґрунту у відкриті шарніри і під опорні катки, що не враховувалося при проведенні теоретичних розрахунків.

З метою зменшення впливу вологого ґрунту, що накопичується на деталях рушія в процесі досліджень, на його роботу, перед кожним дослідом деталі рушія ретельно очищалися спеціальними чистиками.

Для уточнення значення коефіцієнтів A_o , B_o і D_o в реальних умовах роботи гусеничного рушія необхідно в подальшому провести дослідження механічних втрат при роботі рушія в умовах перезволоження ґрунтів.

Експериментальні дослідження рушія з питомими тисками от 0,14 до 0,35 кг/см² при ширині опорної поверхні $b = 1000, 800$ і 600 мм проводилися в ґрунтових умовах, що характеризуються середнім коефіцієнтом об'ємного зминання ґрунту: $c = 0,031$ кг/см³ при середній вологості $W = 53,0\%$.

Польові дослідження з питомим тиском від 0,29 до 0,55 кг/см² при ширині опорної поверхні $b = 400$ мм проводилися на ділянці поля, що має після рясного випадіння опадів

середню природну вологість $W = 62,4\%$. Середній коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту в цих умовах дорівнював $0,027 \text{ кг/см}^3$.

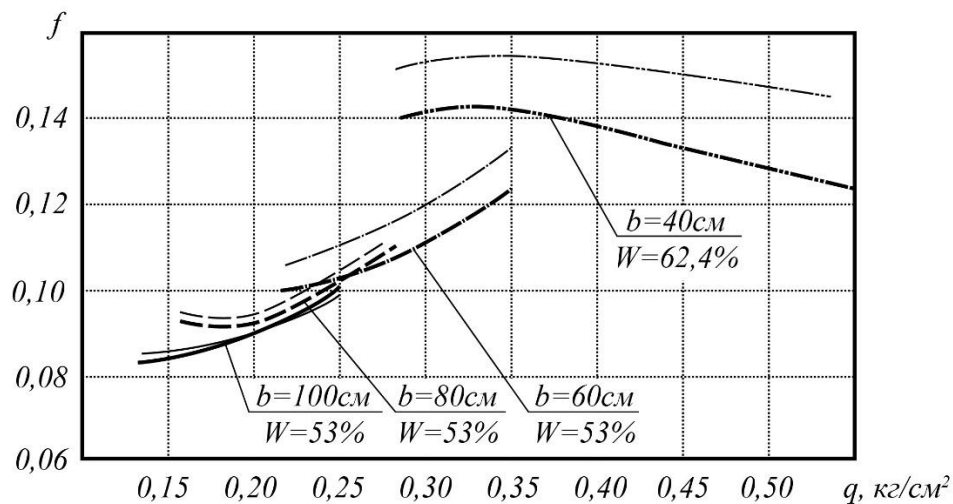


Рис. 4 – Залежність коефіцієнтів опору руху та зчеплення від питомого тиску експериментальної установки на ґрунт

Висновки.

Аналіз результатів досліджень показує, що збільшення питомого тиску призводить до збільшення коефіцієнта опору руху.

Інтенсивність зміни сил опору руху зростає зі збільшенням питомого тиску внаслідок збільшення складової від деформації ґрунту.

Звідси випливає, що найкращими умовами для прохідності рушій має при менших значеннях питомого тиску. При дослідженні опору руху ходового апарату опорною поверхнею з шириною $b = 400 \text{ мм}$ питомий тиск на ґрунт змінювався в межах від $0,29$ до $0,55 \text{ кг/см}^2$. При вологості, що близька до повного насичення водою, такий тиск сприяв зануренню рушій від $21,5$ до $28,5 \text{ см}$. Збільшення питомого тиску в $1,87$ рази збільшило занурення лише в $1,32$ рази. Особливу роль при формуванні колії зіграв жорсткий підстилаючий шар, бо зі збільшенням питомого тиску глибина колії зростала незначно.

Це вплинуло на характер зміни коефіцієнтів опору руху. Зі зміною питомого тиску від $0,29$ до $0,55 \text{ кг/см}^2$ коефіцієнти опору руху в цьому інтервалі питомих тисків також змінилися незначно. Інший характер зміни коефіцієнтів опору руху при $b = 400 \text{ мм}$ порівняно з попередніми дослідженнями, на нашу думку, пояснюється взаємодією рушій з більш міцним підстилаючим шаром, що залягає під орним горизонтом, на всьому інтервалі зміни питомого тиску.

Список літератури:

1. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов: учеб. пособие. Москва: Машиностроение, 1968. 376 с.
2. Калінін Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегата з передачею крутного моменту до рушійів сільськогосподарської машини. Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. 2015. Вип. 156. С. 327-334.
3. Самородов В.Б. К определению моментов нагрузки на ведущих колесах гусеничной машины в процессе неравномерного поворота. Вестник ХГПУ, серия НРСТ. 2000. Вып.79. С.123-127.
4. Носов Н.А. Расчет и конструирование гусеничных машин: учебник. Ленинград: Машиностроение, 1972. 560 с.
5. Гуськов В.В. Тракторы. В 3 ч. Ч. III. Конструирование и расчет: учеб. пособие для вузов. Минск : Выш. шк., 1981. 383 с.
6. Пастух С.Н., Кустаров Р.А. Динамика машин: учеб. пособие. Москва: Воен.-инженер. акад., 2005. 189 с.
7. Калінін Є.І., Романченко В.М., Юр'єва Г.П. Формування умови стійкості лінійної системи при випадкових збуреннях її параметрів. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2017. № 7. С. 100-108.
8. Самородов В.Б. К определению моментов нагрузки на ведущих колесах гусеничной машины в процессе неравномерного поворота. Вестник ХГПУ, серия НРСТ. 2000. Вып.79. С.123-127.

9. Калінін Є.І., Шуляк М.Л., Шевченко І.О. Дослідження перехідних процесів в коробці змінних передач мобільного енергетичного засобу. Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. 2016. Вип. 168. С. 73-79.
10. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975. 448с.
11. Самородов В.Б., Медведев Н.Г., Рогов А.В. К вопросу об определении момента сопротивления повороту военных гусеничных машин. Механіка та машинобудування. 2000. №2. С. 92-99.
12. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Збірник наукових праць УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. 2018. №. 22(36). С. 86-91.

References (transliterated):

1. Barskiy Y.B. Konstruyrovanye y raschet traktorov: ucheb. posobyе. Moskva: Mashynostroenye, 1968. 376 s.
2. Kalinin E.I. Chastotno-dynamichna matematychna model traktornoho ahrehata z peredacheiu krutnogo momentu do rushiiv silskohospodarskoi mashyny. Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka. 2015. Vyp. 156. S. 327-334.
3. Samorodov V.B. K opredeleniyu momentov nahruzky na vedushchykh kolesakh husenychnoi mashyni v protsesse neravnomernogo povorota. Vestnyk KhHPU, seryia NRST. 2000. Vip.79. S.123-127.
4. Nosov N.A. Raschet y konstruyrovanye husenychnikh mashyn: uchebnyk. Lenynhrad: Mashynostroenye, 1972. 560 s.
5. Huskov V.V. Traktori. V III ch. Ch. III. Konstruyrovanye y raschet: ucheb. posobyе dlia vtuzov. Mynsk : Vish. shk., 1981. 383 s.
6. Pastukh S.N., Kustarov R.A. Dynamyka mashyn: ucheb. posobyе. Moskva: Voen.-yngzhenер. akad., 2005. 189 s.
7. Kalinin E.I., Romanchenko V.M., Yur'ieva H.P. Formuvannia umovy stiikosti liniinoi systemy pry vypadkovykh zburenniakh yii parametriv. Tekhnichnyi servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnogo kompleksiv. 2017. № 7. S. 100-108.
8. Samorodov V.B. K opredeleniyu momentov nahruzky na vedushchykh kolesakh husenychnoi mashyni v protsesse neravnomernogo povorota. Vestnyk KhHPU, seryia NRST. 2000. Vip.79. S.123-127.
9. Kalinin E.I., Shuliak M.L., Shevchenko I.O. Doslidzhennia perekhidnykh protsesiv v korobtsi zminnykh peredach mobilnogo enerhetychnoho zasobu. Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka. 2016. Vyp. 168. S. 73-79.
10. Zabavnykov N.A. Osnovi teoryy transportnykh husenychnikh mashyn. M.: Mashynostroenye, 1975. 448s.
11. Samorodov V.B., Medvedev N.H., Rohov A.V. K voprosu ob opredelenyy momenta soprotivleniya povorotu voennykh husenychnikh mashyn. Mekhanika ta mashynobuduvannia. 2000. №2. S. 92-99.
12. Kalinin E.I. Chastotnyi analiz kolyvan husenychnykh traktoriv. Tekhniko-tekhnologichni aspekty rozvytku ta vyprobuvannia novoi tekhniky i tekhnolohii dlia silskoho hospodarstva Ukrainy. Zbirnyk naukovykh prats UkrNDIPVT im. L. Pohoriloho. 2018. №. 22(36). S. 86-91.

Надійшла (received) 02.12.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Калінін Євген Іванович (Kalinin Evgeny) – доктор технічних наук, професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, завідувач кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>; e-mail: kalinin@nubip.edu.ua.

Колеснік Іван Васильович (Koliensnik Ivan) – кандидат технічних наук, Національний університет біоресурсів і природокористування України, доцент кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4192-1773>; e-mail: ivankolesnik@nubip.edu.ua.

Колодненко Віталій Миколайович (Kolodnenko Vitalii) – Сумський національний аграрний університет, старший викладач кафедри агроінжинирингу, м. Суми, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8450-6759>; e-mail: kolodnenko_vn@ukr.net.

В.М. ШЕВЦОВ, К.С. РЕЗВА

АНАЛІЗ ТЕПЛООВОГО СТАНУ СКЛАДОВИХ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ В СКЛАДІ ТРАНСМІСІЙ САМОХІДНИХ МАШИН.

Проведено аналіз складових гідравлічної системи в складі трансмісії самохідної машини щодо розподілу теплової енергії під час роботи на режимах транспортування та максимального навантаження. В результаті аналізу визначені напрямки руху теплової енергії за внутрішніми та зовнішніми контурами гідравлічної системи. Отримані залежності силових та кінематичних параметрів роботи системи в залежності від режимів навантаження та теплового стану окремих елементів. Отримані результати мають практичну цінність в розумінні поведінки гідравлічного приводу з точки зору теплового балансу системи. Також спираючись на аналіз розподілу теплових потоків можна розробити підходи до методики вибору обладнання системи охолодження.

Ключові слова: тепловий баланс, гідравлічна система, трансмісія, тепла енергія.

V. SHEVTSOV, K. REZVAYA

ANALYSIS OF THERMAL STATE OF COMPONENT HYDRAULIC SYSTEMS IN TRANSMISSIONS OF SELF-PROPELLED MACHINES

An analysis of the components of the hydraulic system in the transmission of the self-propelled machine was carried out in relation to the distribution of thermal energy during operation in the modes of transportation and maximum load. As a result of the analysis, the directions of movement of thermal energy along the internal and external contours of the hydraulic system were determined. The obtained dependences of power and kinematic parameters of the system depending on the load regimes and the thermal state of individual elements. The obtained results have practical value in understanding the behavior of the hydraulic drive from the point of view of the thermal balance of the system. Also, based on the analysis of the distribution of heat flows, it is possible to develop approaches to the method of choosing equipment for the cooling system.

Key words: thermal balance, hydraulic system, transmission, thermal energy.

Вступ. Для ефективного використання сучасної техніки, слід враховувати фактори, що впливають на параметри роботи гідравлічних систем в їх складі. Одним з таких факторів є тепловий стан гідравлічних систем, що входять до складу трансмісії та систем керування самохідних машин. Зміна температури суттєво впливає на силові, кінематичні та енергетичні параметри (збільшення тиску за рахунок теплового розширення робочої рідини, збільшення втрат на витоки, окислення робочої рідини та утворення відкладень, пошкодження елементів конструкції тощо). Це в свою чергу впливає на зміну кінематичних та енергетичних показників на різних ділянках гідравлічних систем. То ж аналіз теплового стану гідравлічних систем є досить актуальним питанням.

Літературний аналіз. Температурні впливи використовують в двох напрямках: при визначенні фізичного впливу температури на конструктивні параметри гідромашин (а саме зміна розмірів щілини, через яку відбуваються втрати рідини) та зміна фізичних властивостей робочої рідини, які враховуються при визначенні об'ємних втрат [1-4]. Методики підходу щодо розрахунку гідравлічних систем різноманітного призначення залежать перш за все від умов експлуатації цих систем. Під початковими умовами в цьому випадку розуміють не технічні характеристики вузлів, а зовнішні умови експлуатації (напруженість роботи, кліматичні умови тощо) [5-7]. В результаті аналізу [1,2] визначено, що основними напрямками теплових розрахунків є введення коефіцієнтів приблизного урахування температури при визначенні об'ємних втрат, послідовне визначення температури робочої рідини на кожній ланці з перерахуванням втрат на кожній ітерації або завдання постійних значень втрат та визначення конструктивних геометричних змін в обладнанні

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є аналіз температурних станів роботи елементів гідравлічних систем. Для цього необхідно виконати наступну задачу: проаналізувати

окремо кожен елемент гідравлічної системи як частину об'єднаної схеми з точки зору енергетичного балансу.

Аналіз гідравлічної системи. На початковому етапі аналізуються зміни температури на кожній з ланок на прикладі гідрооб'ємної передачі (рис.1).

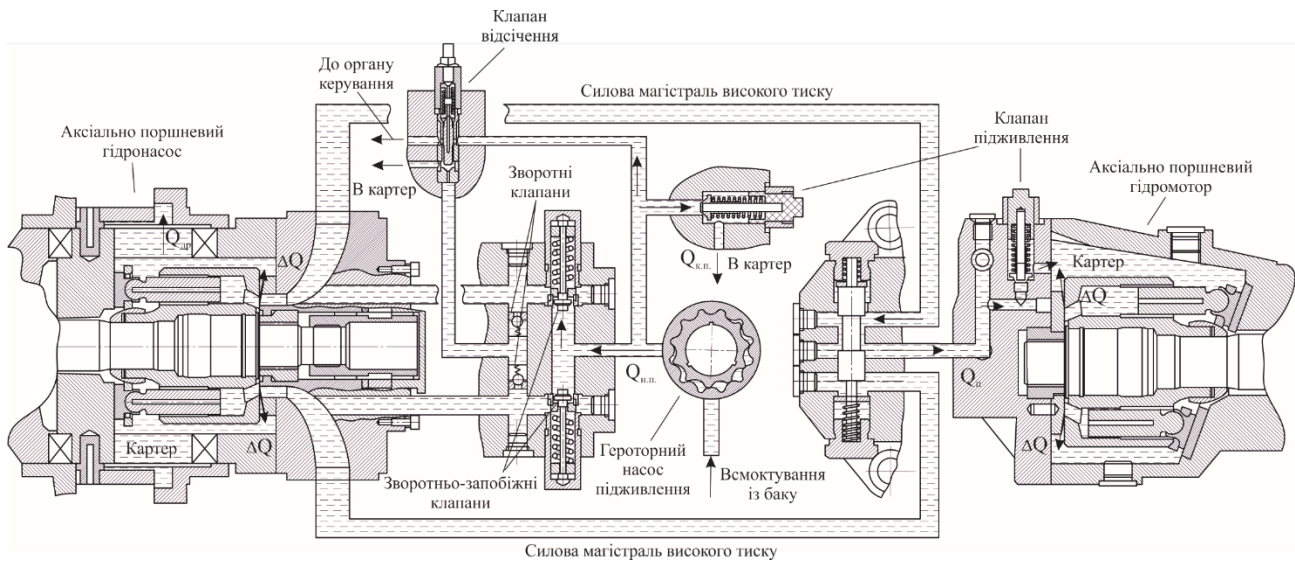


Рис. 1 – Схема елементарної гідрооб'ємної передачі

Першою ланкою є аксіально - поршневий гідронасос змінного об'єму (рис.2). Зміна температури робочої рідини на цій ланці описується виразом:

$$\Delta M_1 |\omega_1| + \Delta p \Delta Q_1 = C_p (t_n - t_{vs}) (q |\omega_1 e| - \Delta Q_1), \quad (1)$$

де: ΔM_1 - втрати крутного моменту; Нм, ω_1 - кутова швидкість, рад/сек; Δp - перепад тиску $\Delta p = p_2 - p_1$, МПа; ΔQ_1 - об'ємні втрати, м³/сек; C - питома теплоємність, Дж/(кг·°С); ρ - густина робочої рідини, кг/м³; t_n - температура робочої рідини на ділянці нагнітання, °С; t_{vs} - температура робочої рідини на вході в насос, °С; $q |\omega_1 e|$ - витрата насоса (Q_1), м³/сек. Температура робочої рідини змінюється в залежності від кількості втрат в гідромашині $t = f(\Delta N) \Rightarrow f(\Delta M, \Delta Q)$ при допущенні що усі втрати перетворюються на тепло (рис.3).

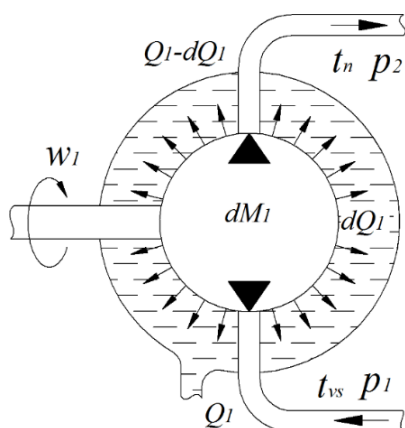


Рис.2 – Схема розташування параметрів аксіально – поршневого насоса при аналізі температурних режимів роботи

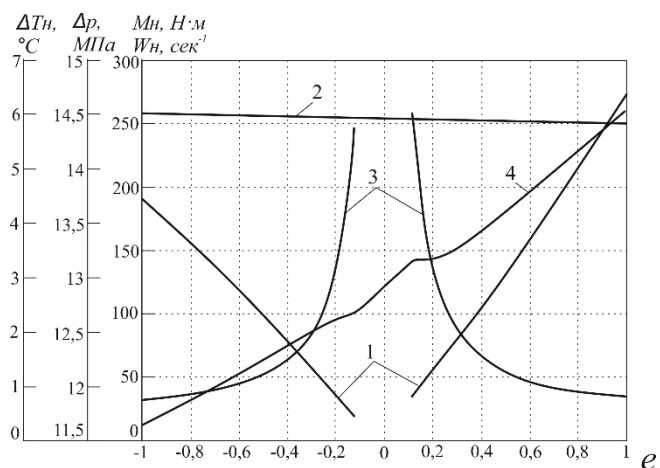


Рис. 3 – Параметри насоса.

1 – крутий момент, Нм; 2 – кутова швидкість, рад/сек; 3 – перепад температури робочої рідини, °С; 4 – перепад тиску, МПа.

В свою чергу параметри, що входять до механічних та об'ємних втрат (рис.2), залежать від навантаження та параметру регулювання керованої гідромашини. На рисунку 3 зображені кутова швидкість W_n та момент на валу гідронасосу M_n , а також перепад тиску Δp та перепад температур ΔT_n в залежності від параметру регулювання при роботі гідромашини під навантаженням. Крива 2 відображає кутову швидкість на гідронасосі. Як видно з деяким наближенням $W_n = \text{const}$, хоча ї присутнє просідання обертів через зміну навантаження. Крутний момент M_n змінюється пропорційно параметру регулювання e . Крива 3 відображає зміну температури робочої рідини на гідронасосі в залежності від параметру регулювання. Слід зазначити, що відображається саме зміна температури, тобто різниця між значенням на вході та на виході. При наближенні параметру регулювання e до нуля різниця температур зростає. Це пов'язано з характером зміни втрат потужності на гідромашині.

З одного боку, як вже зазначалося раніше, чим більші втрати потужності тим більший перепад температури. Механічні втрати при наближенні до 0 параметра регулювання зменшуються, такий характер зміни пов'язаний з характером зміни механічних втрат на гідромашині. Зважаючи на це перепад температури має теж знижуватися, а не збільшуватися як було зазначено раніше. Це пов'язано з тим, що наближаючись до 0 по параметру регулювання зменшується по перше крутний момент, що передається через насос, а по друге зменшується об'єм рідини що проходить через насос в кожний момент часу. Такі співвідношення означених параметрів і викликає збільшення перепаду температури.

Аналогічно аналізується зміна температури, кінематичних та силових параметрів для другої гідромашини – некерованого гідромотору (рис. 4,5). Різниця полягає в тому, що кутова швидкість для другої гідромашини буде залежати від параметру регулювання e керованого гідронасосу.

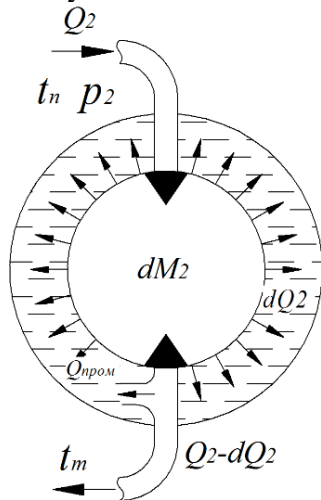


Рис. 4 – Схема розташування параметрів аксіально – поршневого некерованого гідромотору при аналізі температурних режимів роботи

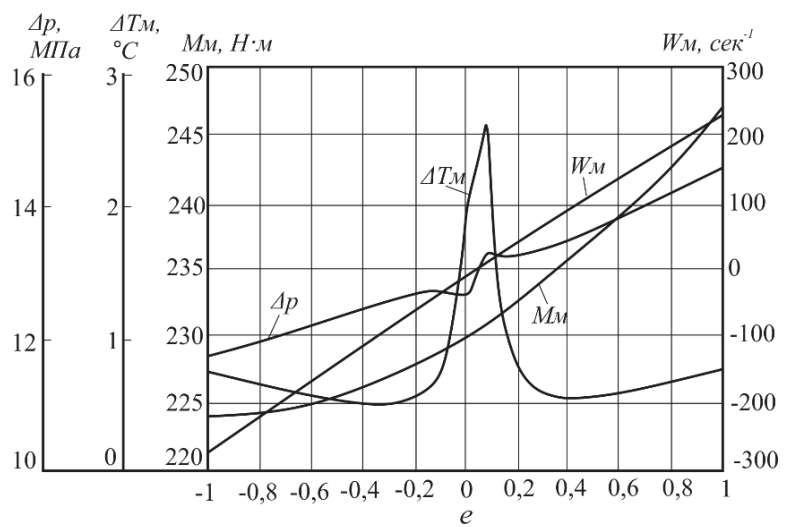


Рис. 5 – Параметри гідромотору в робочому режимі на першій передачі: M_M - крутний момент на гідромоторі, Нм; Δp - перепад тиску, МПа; ΔT_M - перепад температур, °C; W_M - кутова швидкість гідромотору, рад/сек.

Основні параметри при розрахунку можна проаналізувати за допомогою виразу:

$$\Delta M_2 |\omega_2| + \Delta p \Delta Q_2 = C \rho (t_m - t_n) (q |\omega_2 e| - \Delta Q_2), \quad (2)$$

де: ΔM_2 - втрати крутного моменту, Нм; ω_2 - кутова швидкість, рад/сек; Δp - перепад тиску $\Delta p = p_2 - p_1$, МПа; ΔQ_2 - об'ємні втрати, м³/сек; C - питома теплоємність, Дж/(кг·°C); ρ - густина робочої рідини, кг/м³; t_m - температура робочої рідини на ділянці виходу з

гідромотору, °C; t_n - температура робочої рідини на вході в гідромотор, °C; $q|\omega_2 e|$ - витрата гідромотору (Q_2), м³/сек.

Як видно з рисунку 5 кутова швидкість гідромотору змінюється від мінусу до плюсу. Це пов'язано з тим, що гідромотор обертається в різні напрямки в залежності від кута нахилу похилого диску гідронасосу. Можна також зауважити, що характер зміни температури на обох гідромашинах однаковий та має виражений піковий характер біля нульового значення параметра регулювання.

Наступною ланкою для розгляду виступає насос підживлення. В якості насоса підживлення стандартно виступає шестеренний або героторний. Коефіцієнт корисної дії шестеренних насосів складає 0,95, тобто 5% потужності переходить в тепло. Враховуючи мале значення втрат, прийнято спрощення про те, що втрати на насосі підживлення не враховуються.

Наступною ланкою для розглядання виступає лінія змішування робочої рідини в картері гідропередачі. При цьому існує два варіанти. Перший варіант це змішування в загальному картері гідропередачі, при цьому картер є спільним для обох гідромашин. В цьому випадку витрати з кожної з гідромашин потрапляють в загальний об'єм робочої рідини. Другий випадок коли кожна гідромашина має свій окремий корпус. В такому випадку змішування відбувається в картері гідронасосу. Схема змішення зображена рисунку 6.

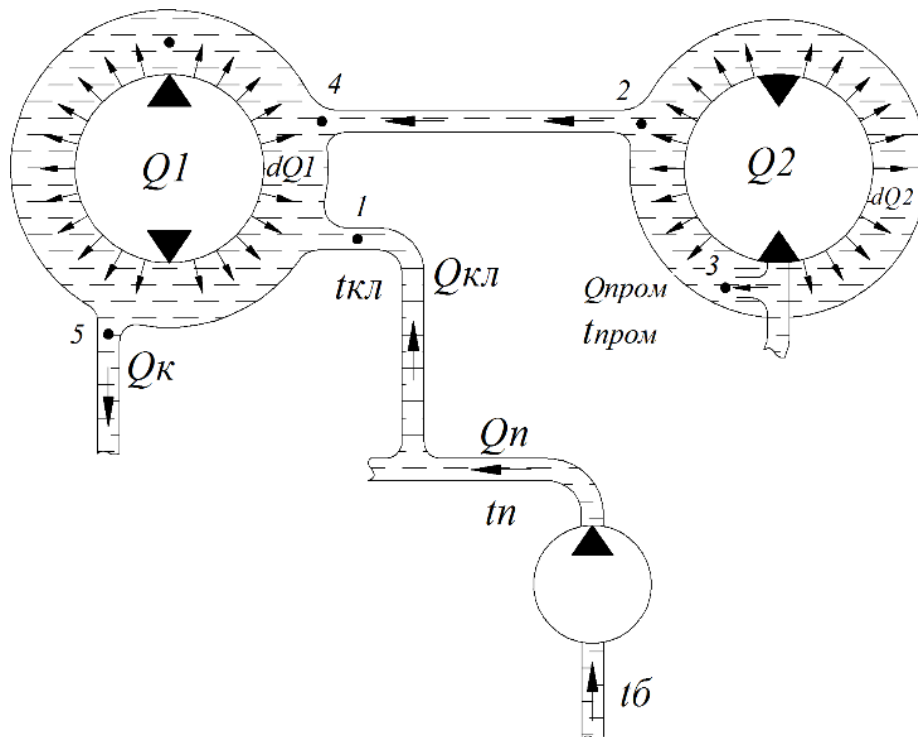


Рис. 6 – Схема змішення робочої рідини в картері гідропередачі.

1 – точка змішування рідини з насоса підживлення та картера; 2 – точка змішення витрат з гідромотору та картера; 3 – точка змішення рідини з клапану промивки та кратеру; 4 – точка змішення рідини з картеру гідромотора; 5 – точка виходу рідини з картеру на теплообмінник.

Як видно з рисунку 6 в картері змішуються витрати з гідронасосу dQ_1 , витрати з гідромашини dQ_2 , витрата через клапан промивання на гідромоторі та клапан переливний. Вираз, що описує взаємозв'язок означених параметрів має вигляд:

$$\begin{aligned}
 & (\lambda q |\omega_1| - \Delta Q_1 - \Delta Q_2 - Q_{\text{пром}}) t_{kl} + \Delta Q_1 t_n + (\Delta Q_2 + \Delta Q_{\text{пром}}) t_m - \lambda q |\omega_1| t_k = \\
 & = -(\Delta Q_1 + \Delta Q_2) \frac{|\Delta p|}{(C\rho)},
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

де: ω_1 - кутова швидкість, рад/сек; Δp - перепад тиску $\Delta p = p_2 - p_1$, МПа; $\Delta Q_{1,2}$ - об'ємні втрати на гідромашинах, м³/сек; C - питома теплоємність, Дж/(кг·°C); ρ - густина робочої рідини, кг/м³; t_m - температура робочої рідини на ділянці виходу з гідромотору, °C; t_n - температура робочої рідини на вході в гідромотор, °C; t_{kl} - температура робочої рідини на переливному клапані, °C; t_k - температура робочої рідини в картері, °C; $Q_{\text{пром}}$ - витрата гідромотору через промивочний клапан, м³/сек.

Складовими частинами для визначення температури робочої рідини в картері гідропередачі є температура витоків з обох гідромашин та температура рідини, що перетікає через переливний клапан. Слід зазначити, що отримана таким чином величина не є реальною температурою робочої рідини в картері, так як на момент, коли в картер потрапляє перерахована в виразі рідина, в картері вже знаходиться деякий об'єм масла. Реальна температура буде результатом змішування цих об'ємів (рис. 7). В виразі визначається температура рідини після змішування витрат з витоків та клапану. Температура втрат в гідромашинах визначається за допомогою залежності

$$t_{\Delta Q_{1,2}} = t_{n,m} + \frac{|\Delta p|}{(C\rho)},
 \tag{4}$$

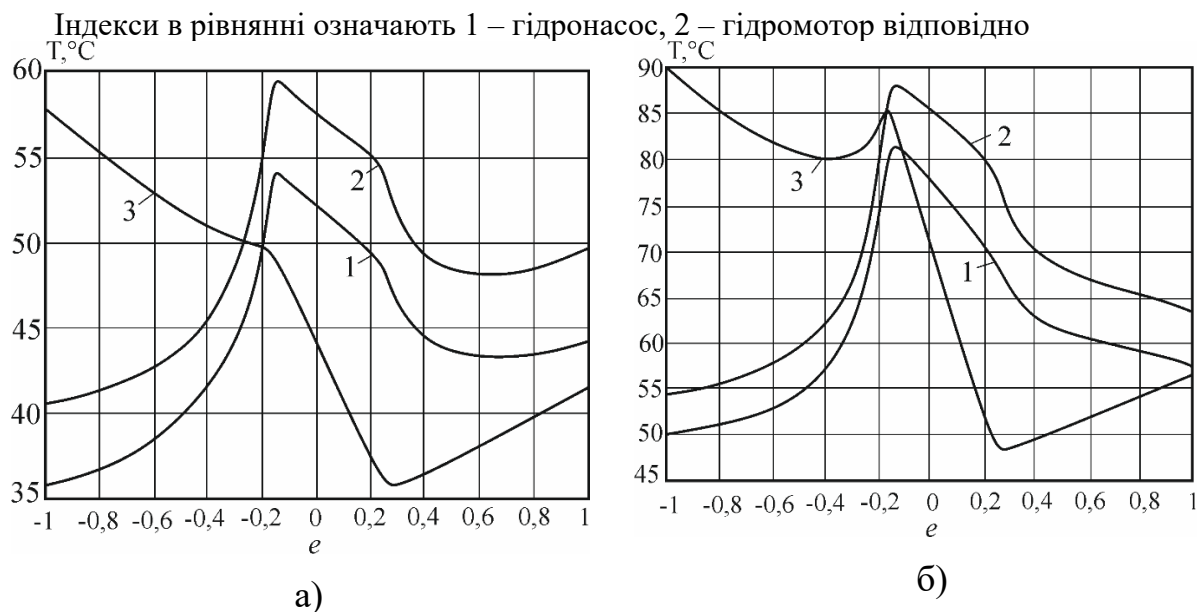


Рис. 7 – Температура робочої рідини в картері гідропередачі при змішенні при:
 а) помірному навантаженні I; б) високому навантаженні; 1 – температура витоків в гідронасосі, °C; 2 – температура витоків в гідромоторі, °C; 3 – температура в картері гідропередачі, °C.

Температура витоків в значній мірі залежить від перепаду тиску, який значно більший при високому навантаженні. Слід ще раз зазначити що представлена температура в картері не враховує змішення з об'ємом що вже присутній в картері. Витрата через промивний клапан $Q_{\text{пром}}$ складає один відсоток від витрати насоса підживлення. Величина температури робочої

рідини в картері також залежить від температури рідини на переливному клапані, що також залежить від тиску, що створює насос підживлення.

Наступною ланкою для розглядання є баланс потужностей на ланці підживлення (рис. 8), який визначається за допомогою виразу:

$$eq|\omega_1|t_{vs} - (q|\omega_2| - Q_{\text{пром}})t_m - \lambda q|\omega_1|t_p + (\lambda q|\omega_1| - \Delta Q_1 - \Delta Q_2 - Q_{\text{пром}})t_{kl} = 0 \quad (5)$$

При складанні цього виразу за основу бралось, що кількість рідини, що поступає з насоса підживлення в основну систему насос – мотор дорівнює витратам на гідромашинах, які складаються з витрат через щілини (тобто об'ємні втрати) та витрати через промивний клапан.

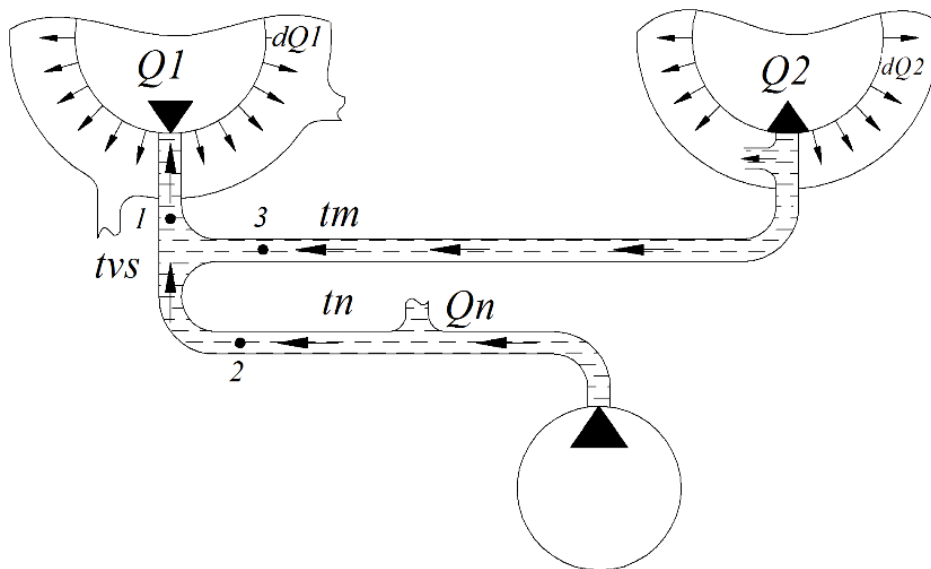


Рис. 8 – Схема розрахунку змішення робочої рідини на лінії підживлення.

1 – точка змішування потоків робочої рідини; 2 – потік робочої рідини підживлення Q_n з температурою t_n ; 3 – потік робочої рідини з гідромотору з температурою t_m .

При розрахунку приймаємо допущення що температура на насосі підживлення дорівнює температурі робочої рідини в баку.

Останньою ланкою для аналізу виступає ланка зливу робочої рідини в бак через охолоджуючий радіатор. Вираз для аналізу має вигляд:

$$\lambda q|\omega_1|C\rho(t_k - t_o) = \Delta M_1|\omega_1| + \Delta M_2|\omega_2| + |\Delta p|\Delta Q_1 + |\Delta p|\Delta Q_2 = \sum \Delta N, \quad (6)$$

де ΔN - сумарні втрати потужності на гідропередачі, кВт; t_o - температура в баку, °С.

Попередньо приймається допущення, що усі втрати потужності, що присутні на гідропередачі, та перетворюються на тепло, реалізуються за допомогою теплообмінника. Слід зазначити, що при розрахунку не враховувалися внутрішні перетікання робочої рідини між робочими порожнинами. Тиск в ланці зливу через радіатор дорівнює тиску підживлення і складає 2 МПа

На рисунку 9 зображено криві температури робочої рідини в баку на різних передачах. Слід зазначити, що, як і в попередньому випадку, зображені криві відображають не абсолютну температуру, а сформовану на виході з радіатора

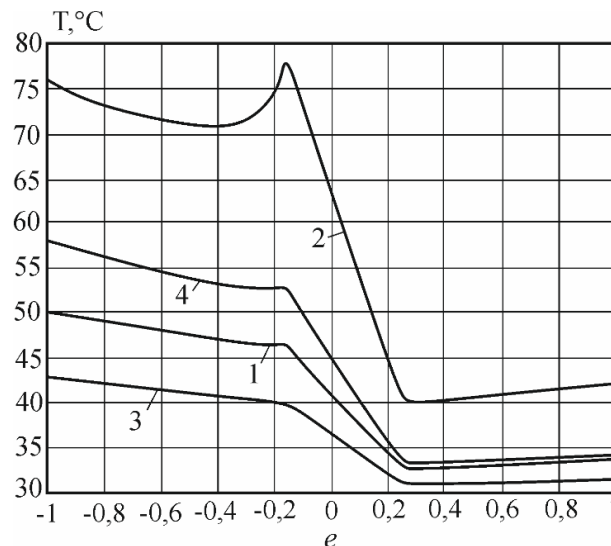


Рис. 9 – Температура на виході з радіатора.

1 – при помірному навантаженні і низьких обертах; 2 - при високому навантаженні і низьких обертах; 3 - при помірному навантаженні і високих обертах; 4 - при високому навантаженні і високих обертах

Абсолютна температура в баку складається при змішенні робочої рідини на виході з радіатора та об'єму залишків рідини в баку.

Висновки. Проведено аналіз температурних станів роботи елементів гідравлічної системи на прикладі гідрооб'ємної повнопотокової передачі. Встановлені взаємозв'язки між окремими елементами та характер залежностей температури на різних ланках в залежності від характеру навантаження.

Встановлено, що при наближенні параметру регулювання e до нуля різниця температур на насосі зростає, що зумовлено співвідношенням потужності яка проходить через гідравлічну гілку. При цьому максимальне значення перепаду може досягати 12 °С та спостерігається при максимальному навантаженні. Можна також зауважити, що характер зміни температури на обох гідромашинах однаковий та має виражений піковий характер біля нульового значення параметра регулювання. При цьому збільшення температури робочої рідини може знижувати об'ємний ККД майже на 30% досягаючи мінімального значення загального ККД 0,6. Це, в свою чергу, може викликати зсув початку роботи гідравлічної системи майже на 25%.

Величина температури робочої рідини в картері також залежить від температури рідини на переливному клапані, що також залежить від тиску, що створює насос підживлення та на максимальному навантаженні може сягати 90 °С. Абсолютна температура в баку складається при змішенні робочої рідини на виході з радіатора та об'єму залишків рідини в баку і може коливатися від 40 до 80 °С в залежності від навантаження в системі.

Список літератури:

1. Шевцов В.М. Розвиток трансмісійного матричного аналізу введенням температурних матриць в системах гідроприводів гідрооб'ємно – механічних трансмісій. / В.Б. Самородов, В.М. Шевцов // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2017. – №14 (1236). – С. 85 – 92.
2. Шевцов В.М. Результати експериментального дослідження гідрооб'ємної передачі. / В.Б. Самородов, В.М. Шевцов // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2017. – №5 (1227). – С. 41 – 46.
3. Самородов В. Б. Особливості розподілу потоків потужності у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко // Вестник Харьковського національного автомобільного університету. – 2013. – № 63. – С. 7-17.
4. Кожушко А. П. Визначення оптимального закону зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі в процесі розгону колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічною трансмісією / А. П. Кожушко // Вісник Сумського національного аграрного університету. – Суми, 2014. – № 11 (26). – С. 108-114.
5. Федоров В.Г. Гідравліка і гідропривод: довідник / В.Г. Федоров, Н.С. Мамелюк, О.І. Кепко, О.С. Пушка; за ред. В.Г.Федорова. Умань: Видавничо-поліграфічний центр «Візаві», 2017. – 135 с.

6. Возняк Л.В. Гідравліка: навчальний посібник / Л.В. Возняк, П.Р. Гімер, М.І. Мерзжух, О.В. Паневник. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2012. – 327 с.:іл.
7. Крутіков Г.А. Системи гідроприводів : навч. посіб./Г.А. Крутіков, М.Г. Стрижак; за ред. Г.А. Крутікова – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – 220 с.

References (transliterated):

1. Shevtsov V.M. Rozvytok transmisiinoho matrychnoho analizu vvedenniam temperaturnykh matryts v systemakh hidropryvodiv hidroob'iemno – mekhanichnykh transmisii. / V.B. Samorodov, V.M. Shevtsov // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI". – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2017. – №14 (1236). – S. 85 – 92.
2. Shevtsov V.M. Rezultaty eksperymentalnoho doslidzhennia hidroob'iemnoi peredachi. / V.B. Samorodov, V.M. Shevtsov // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI". – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2017. – №5 (1227). – S. 41 – 46.
3. Samorodov V. B. Osoblyvosti rozpodilu potokiv potuzhnosti u bezstupinchastykh hidroob'iemno-mekhanichnykh transmisiakh / V. B. Samorodov, A. I. Bondarenko // Vestnyk Kharkovskoho natsyonalnoho avtorozrozhnoho unyversyteta. – 2013. – № 63. – S. 7-17.
4. Kozhushko A. P. Vyznachennia optymalnoho zakonu zminy parametriv rehuliuвання hidromashyn hidroob'iemnoi peredachi v protsesi rozghonu kolisnykh traktoriv z hidroob'iemno-mekhanichnoiu transmisiiu / A. P. Kozhushko // Visnyk Sumskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu. – Sumy, 2014. – № 11 (26). – S. 108-114.
5. Fedorov V.H. Hidravlika i hidropryvod: dovidnyk / V.H. Fedorov, N.S. Mameliuk, O.I. Kepko, O.S. Pushka; za red. V.H.Fedorova. Uman: Vydavnycho-polihrafichnyi tsentr «Vizavi», 2017. – 135 s.
6. Vozniak L.V. Hidravlika: navchalnyi posibnyk / L.V. Vozniak, P.R. Himer, M.I. Merzhukh, O.V. Panevnyk. – Ivano-Frankivsk: IFNTUNH, 2012. – 327 s.:il.
7. Krutikov H.A. Systemy hidropryvodiv : navch. posib./H.A. Krutikov, M.H. Stryzhak; za red. H.A. Krutikova – Kh. : NTU «KhPI», 2014. – 220 s.

Надійшла (received) 10.12.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Шевцов Вадим Михайлович (Shevtsov Vadym) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5115-4398>; e-mail: shevtsovvadim@ukr.net

Резва Ксенія Сергіївна (Rezvaia Kseniya) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім.Г.Ф.Проскури»; м.Харків, Україна; ORCID: [https:// orcid.org/0000-0002-2457-0097](https://orcid.org/0000-0002-2457-0097); e-mail: rezvayaks@gmail.com

А.Т ЛЕБЕДЕВ, М.Л. ШУЛЯК, А.П. ХОЛОДОВ

ДИНАМІЧНИЙ МЕТОД ОЦІНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

У статті викладено динамічні методи оцінки працездатності тракторного агрегату, обґрунтовані залежності перехідних процесів трактора при неусталеному режимі роботи. Працездатність тракторних агрегатів передбачає оцінку можливості виконувати задані функції, що відповідають вимогам нормативно-технічної документації. Запропоновано оцінювати працездатність трактора при зміні його технічного стану величиною і напрямом відхилення центра ваги реального перехідного процесу від еталонної моделі Представлені експрес-методи діагностування рульового керування і гальмівних систем трактора.

Ключові слова: трактор, працездатність, динамічний метод, рульове керування, гальма, діагностування, експрес-метод

A. LEBEDEV, M. SHULIAK, A. KHOLODOV

DYNAMIC METHOD OF EVALUATING THE PERFORMANCE OF A TRACTOR UNIT

The article presents dynamic methods for assessing the performance of a tractor unit, substantiates the dependence of transient processes of a tractor in an unsteady mode of operation. The performance of tractor units provides for an assessment of the ability to perform the specified functions that meet the requirements of regulatory and technical documentation. It is proposed to evaluate the performance of the tractor units when its technical condition changes by the magnitude and direction of the deviation of the center of gravity of the real transient process from the reference model. Express methods for diagnosing the steering and braking systems of a tractor are presented.

The proposed express method of diagnosing the steering of the tractor allows you to carry out diagnostics with the least amount of time without the presence of a special platform. For diagnosing brake systems of tractors, a new indicator - the growth rate of deceleration - has been proposed as a diagnostic tool.

Keywords: tractor, performance, dynamic method, steering, brakes, diagnostics, express method

Вступ. Працездатність тракторних агрегатів передбачає оцінку та можливість виконувати задані функції, що відповідають вимогам нормативно-технічної документації. Розв'язання даного питання особливо актуальне для України, енергонасиченість господарств якої тракторами (потужність тракторних двигунів на 100 га орної землі) у 3...5 разів менша ніж у передових країн.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Основною ефективною експлуатації тракторних агрегатів є забезпечення працездатності тракторів, до функціональних параметрів яких віднесені тягово-енергетичні властивості, динамічні показники, керованість і т.д. [1, 2, 3]. Технічний стан трактора оцінюється в процесі діагностування сукупністю якісних і кількісних характеристик його властивостей. При цьому немає можливості оцінити взаємозв'язок технічного стану трактора з його функціонуванням, тобто працездатністю [3]. Під час функціонального діагностування використовуються тільки робочі дії, які надходять до трактора в процесі його експлуатації. Експлуатаційні допуски на контрольовані параметри трактора визначають ефективність його функціонування, тобто працездатність. При цьому основними кількісними характеристиками служать встановлені допуски на рівень і точність налаштування по контрольованому (технологічному, енергетичному, технічному, техніко-економічному або ергономічному) параметру, а також контрольні допуски, що визначають межі параметра, перевищення яких в процесі експлуатації призводить до втрати працездатності трактора. Запропоновано [4, 5], припустимі режими роботи трактора оцінювати за динамічним станом, тобто прискорення виходу реєстрованих параметрів за межі встановлених допусків.

Мета та постановка задачі. Вирішення оговорених проблем передбачає обґрунтування динамічного методу оцінки працездатності тракторних агрегатів, який базується на аналізі перехідних процесів при неусталеному режимі роботи.

Результати досліджень. Тракторні агрегати відносяться до динамічних систем, математичні моделі яких відображають взаємозв'язок між вихідними і вхідними впливами, їх похідними і інтегралами [5]. Динамічні властивості тракторних агрегатів суттєво залежать від параметрів основних елементів (деталей, агрегатів і т.д.), контроль технічного стану яких може бути виконаний шляхом аналізу їх динамічних характеристик. Відомо [5, 6, 7], що динамічні властивості тракторних агрегатів оцінюються аперіодичними, коливальними сполученнями аперіодичної і інерційної ланки і т.д.

При цьому оцінюючи поступальний рух тракторного агрегату відзначено суттєві зміни коефіцієнтів диференційного рівняння (постійна часу, коефіцієнти посилення і т.д.) від швидкості руху агрегату, технічного стану складових елементів і т.д.

При розв'язанні практичних задач підвищення працездатності тракторних агрегатів важливе значення має забезпечення стабільності показників якості перехідного процесу. В цьому випадку критерій працездатності можна записати у вигляді:

$$I = LF[\beta(t, h)]; \quad t \in [t_0, t_s], \quad (1)$$

де L - лінійний оператор, F - позитивно визначена функція, β - вектор відхилення параметру стану, що визначається як різниця між дійсним (S) та номінальним (S_n) векторами стану, $h_i = (h_{i_1}, h_{i_m})$ - m -мірний вектор параметрів, що регулюються при технічному обслуговуванні тракторного агрегату.

При відновленні працездатності тракторного агрегату за динамічними параметрами, наприклад, по забезпеченню його стійкого руху під час гону, розв'язується задача забезпечення номінальних параметрів перехідного процесу при обуреннях. В цьому випадку критерій працездатності записується у вигляді:

$$I_s = \int_{t_0}^{t_f} F[\beta(t, h), a_s(t)] dt, \quad (2)$$

де $a_s(t)$ - акцентуючі функції, призначення яких акцентувати відхилення параметру стану S .

Якщо параметр стану S реального тракторного агрегату відхиляється від номінального значення $\beta \neq 0$, то можна стверджувати, що його технічний стан зміниться пропорційно інтегральному відхиленню реальної перехідної характеристики $y_n = y(t, \beta)$ від еталонної $y_e = y(t, 0)$ (рис. 1).

Твердження 1 (параметр стану β для монотонних y_n, y_e) Для монотонних $y_n = y(t, \beta)$ та $y_e = y(t, 0)$ відхилення параметру стану β , що характеризує технічний стан тракторного агрегату, визначається величиною та напрямком відхилення центру тяжіння площини

$$I_n = \int_0^{\infty} y_n(t) dt \quad \text{від площини} \quad I_e = \int_0^{\infty} y_e(t) dt.$$

Доказ 1 Інтегральні оцінки $I_n = \int_0^{\infty} y_n(t) dt$ та $I_e = \int_0^{\infty} y_e(t) dt$ дорівнюють площині перехідного процесу (рис. 1, а) при інтегруванні в межах $0 < t < \infty$. Тоді інтегральні оцінки: $I_{n0} = \int_0^{\infty} t y_n(t) dt = f(a_n) = f(y_n, t_n)$ та $I_{e0} = \int_0^{\infty} t y_e(t) dt = f(a_e) = f(y_e, t_e)$, де a_n та a_e - центри тяжіння площини фігури $y_n = y(t, \beta)$ з координатами y_n, t_n і $y_e = y(t, 0)$ з координатами y_e, t_e будуть характеризувати моменти площини перехідного процесу y_n та y_e відносно початку координат. В цьому випадку оскільки β характеризує відхилення $y_n = y(t, \beta)$ від $y_e = y(t, 0)$, то відношення

$\frac{I_{n0}}{I_{e0}} = \frac{f(a_n)}{f(a_e)} = \frac{f(y_n, t_n)}{f(y_e, t_e)}$ буде характеризувати відхилення параметру стану β , тобто технічний стан тракторного агрегату.

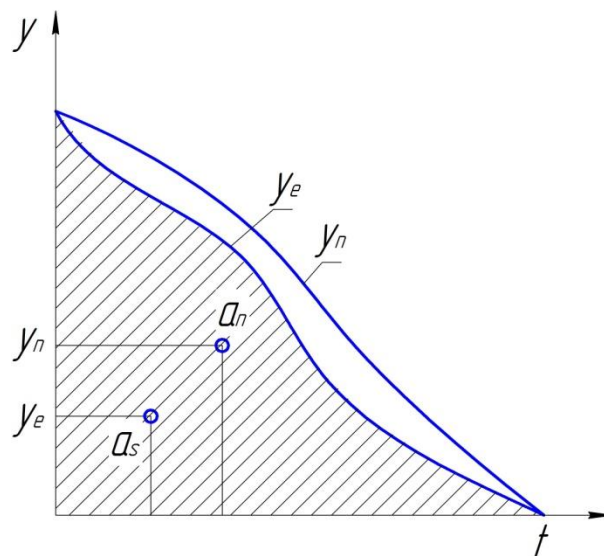
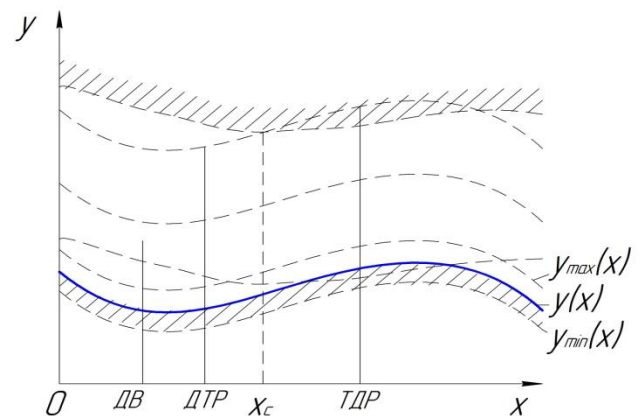


Рис. 1 – Інтегральні оцінки монотонного перехідного процесу $y_n = y(t, \beta)$ та $y_e = y(t, 0)$

Зі зміною технічного стану тракторного агрегату центр тяжіння реальної перехідної характеристики (a_n) зміщується на деяку величину $l_{a_1}, l_{a_2}, \dots, l_{a_n}$. Наприклад. При оцінці тракторного агрегату на орних роботах по критерію стійкості його руху на гоні розглядається поєднання монотонних перехідних процесів відхилення напрямку руху від заданої траєкторії і повернення його на необхідну траєкторію (рис.2).



а



б

Рис. 2 – увід трактора ХТЗ-17221 на одних роботах від прямолінійного руху без впливу тракториста:

а та б – відхилення (Y) напрямку руху тракторного агрегату на гоні (X); ДВ – дозволене відхилення; ДТР, ТДР – траєкторія руху дійсна та дозволена; X_c – довжина гону, при якій відбувається звалювання в борозну.

При виконанні колісним трактором орних робіт відстань між кромкою борозни попереднього проходу і колесом повинна бути не менше 200 мм ($y=0,2$ м). Дійсна агротехнічна вимога для трактора ХТЗ-17224 при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35 виконується при оранці

на глибину 25...27 см і швидкості руху $V = 8.5$ км/год на довжині гону $X_H = 17,2$ м при коефіцієнті витоків робочої рідини у гідрооб'ємному рульовому керуванні $K_{yn} = 5 \cdot 10^{-3}$ м³/с (номінальний технічний стан) та $X_H = 15,2$ м $K_{yn} = 5 \cdot 10^{-7}$ м³/с (граничний технічний стан).

Повернення тракторного агрегату на початкову траєкторію при $K_{yn} = 5 \cdot 10^{-9}$ м³/с виконується за час $t_n = 7,0$ с, при $K_{yn} = 5 \cdot 10^{-7}$ м³/с – за $t_n = 9,0$ с. (рис.3).

Зі зміною технічного стану гідроагрегатів рульового керування трактора центр тяжіння реальної перехідної характеристики (a_n) зміщується на деяку величину $l_{a_1}, l_{a_2}, \dots, l_{a_n}$. Наприклад, для перехідного процесу повернення тракторного агрегату на вихідну траєкторію руху при номінальному технічному стані рульового керування (еталонна модель) центр тяжіння інтегральної оцінки перехідного процесу характеризується параметрами $a_{e-x} = 12$ м, $t = 4,4$ с (рис.3).

При підвищенні витікання робочої рідини у гідроприводі рульового керування до гранично допустимого значення параметри центру тяжіння мають нові значення $a_{e-x} = 10$ м, $t = 6,0$ с. При оцінці працездатності тракторного агрегату і його елементів, динамічні якості яких характеризуються монотонним перехідним процесом, необхідно при ремонті і технічному обслуговуванні забезпечити мінімальне відхилення центру тяжіння реального перехідного процесу від еталонного. Наприклад, для забезпечення працездатності тракторного агрегату по стійкості руху під час гону необхідно виконати першочергові операції по технічному обслуговуванню гідроприводу рульового керування трактора.

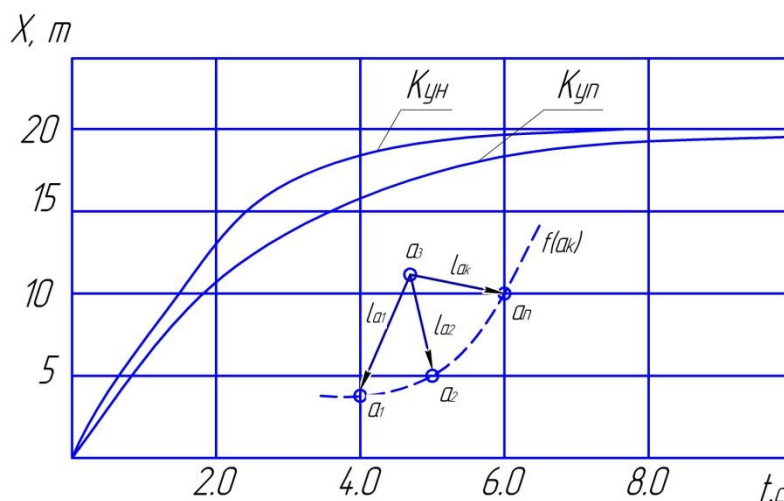


Рис. 3 – Перехідний процес (t) повернення на довжині гону (X) агрегату ХТЗ - 17244+ ПЛН-5-35 на початку траєкторію в залежності від витоків рідини (K_{yn}) у гідроприводі рульового керування: a_e, a_n – центри тяжіння перехідної характеристики еталонної ($K_{yn} = 5 \cdot 10^{-9}$ м³/с) і реальної $K_{yn} = 5 \cdot 10^{-7}$ м³/с

Технічний стан тракторного агрегату з коливальним переїзним процесом прагне до нуля (рис.4).

Твердження 2 (параметр стану β для коливальних y_n та y_a).

При коливальних $y_n = y(t, \beta)$ та $y_a = y(t, 0)$ відхилення параметру стану β , що характеризує технічний стан тракторного агрегату, прагне до нуля ($\beta \rightarrow 0$).

$$\{j_1\}_{K=0,5} = \frac{\{I_1\}_{K_1=0,5}}{I_0} = 0,4; \{j_2\}_{K_2=0,5} = \frac{\{I_2\}_{K_2=0,5}}{I_0} = \infty, \quad (3)$$

Доказ: припустимо тракторний агрегат має коливальний перехідний процес $y_e = y(t, 0)$ другого порядку з передатною функцією $W_e(p) = K / (T^2 p^2 + 2\xi_e T p + 1)$, де K, T – коефіцієнт посилення і стала часу тракторного агрегату, ξ_e – коефіцієнт демпфування.

Для еталонної $y_e = y(t,0)$ зображення перехідної функції має вигляд $y_e(t) = \frac{T^2 P + 2\xi_e T_p}{T^2 p^2 + 2\xi_e T_{p+1}}$

, а лінійні інтегральні характеристики

$$I_{0e} = 2\xi_e T; T = \frac{m_1(4\xi_e^2 K_1 + 1)}{1 + 4\xi_e^2 K_1(1 + K_1)}, \quad (4)$$

Функціонал I_e при фіксованому значенні K_1 з приростом ξ_e монотонно убуває, а при значеннях $K_1=K_2=0,5$, $\xi_e = 0,7$ приймає значення $\{j_e\} K_1 = K_2 = 0,5 = 0,4$. В цьому випадку при $I_{2e} = \infty$ та $j_1 = j_{2e}$, $j_2 = j_{2e}$ отримаємо:

$$\{j_1\}_{K_1=0,5} = \frac{\{I_1\}_{K_1=0,5}}{I_0} = 0,4; \{j_2\}_{K_1=0,5} = \frac{\{I_2\}_{K_2=0,5}}{I_0} = \infty, \quad (5)$$

тобто $y_n = y(t,\beta)$ ідентичний $y_e = y(t,0)$, а значить $\beta = 0$.

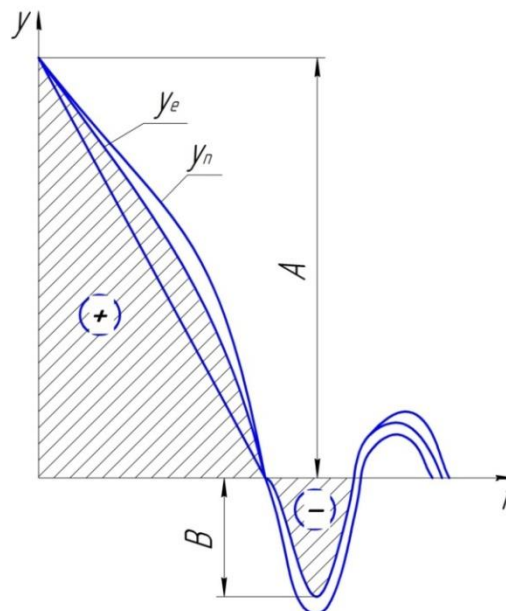


Рис. 4 – Інтегральні оцінки коливального перехідного процесу $y_n = y(t,\beta)$ та $y_e = y(t,0)$

У якості прикладу за твердженням 2 визначимо параметри коливального перехідного процесу $y_n = y(t,\beta)$ руху тракторного агрегату, при якому даний процес буде ідентичний еталонному $y_e = y(t,0)$, тобто $\beta = 0$. Наприклад, для тракторного агрегату з передаточною функцією $W(p) = K/(p^3 + Ap^2 + Bp + 1)$ необхідно визначити параметри A і B , при яких $y_n = y(t,\beta)$ буде ідентична $y_e = y(t,0)$ з коефіцієнтом згасання $0,7 < \xi_e < 1,0$.

Оціночні критерії порівняння коливальних перехідних процесів $y_n = y(t,\beta)$ та $y_e = y(t,0)$ запишемо у вигляді (рис.4):

$$A = \frac{B^2}{2} - \frac{2}{B}; \quad A = \frac{B^2}{4} + \frac{2}{B}, \quad (6)$$

Таким чином, якщо для $y_n = y(t,\beta)$ параметри $A=2,4$ та $B=2,5$, то можливо стверджувати, що перехідний процес тракторного агрегату, що розглядаємо, y_n ідентичний еталонній моделі y_e . В подальшому, встановлюючи співвідношення між параметрами A , B та β , можна

визначити за параметрами A , B відхилення параметра стану β від еталонної перехідної характеристики.

Інтегральний критерій працездатності тракторного агрегату дозволяє забезпечити при технічному обслуговуванні шляхом вибору $h_i = (h_1, \dots, h_m)$ – m -мірного вектору параметрів, що регулюються, максимальне наближення квадратичної інтегральної оцінки реального перехідного процесу при відхиленні параметра стану β до еталонної моделі.

Працездатність тракторного агрегату при зміні його технічного стану оцінюється величиною і напрямком відхилення центру тяжіння реального перехідного процесу від еталонної моделі, що приводить до підвищення енергозатрат трактора на виконання технологічного процесу.

Міжнародним Кодексом стандартів ОЕСР [2] регламентовані випробування трактора з оцінювання потужності і витрат палива під час розгону трактора в складі агрегату і нестабільній частоті обертання двигуна. У Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого були проведені експериментальні дослідження трактора ХТЗ-17224 на луценні стерні з метою оцінки його енергозатрат при розгону. Випробування проводились за стандартом Міністерства агропромислового комплексу та продовольства України СОУ УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого 71.2-37-046043090-017:2015, розробленого під науковим керівництвом автора цієї статті.

При агрегуванні трактора ХТЗ-17224 з ґрунтообробним агрегатом ДЛМ-5 при луценні стерні витрати енергії при розгону на початку гону дорівнює $E_{\text{атр}}=16,4$ МДж. На тракторі ХТЗ-17224 перемикання передач в діапазоні роботи швидкостей агрегату забезпечується на ходу без витрат часу на зупинку та розгін, внаслідок чого затрати енергії на неусталений режим руху визначається затратами енергії на розгін на початку гону (рис.5).

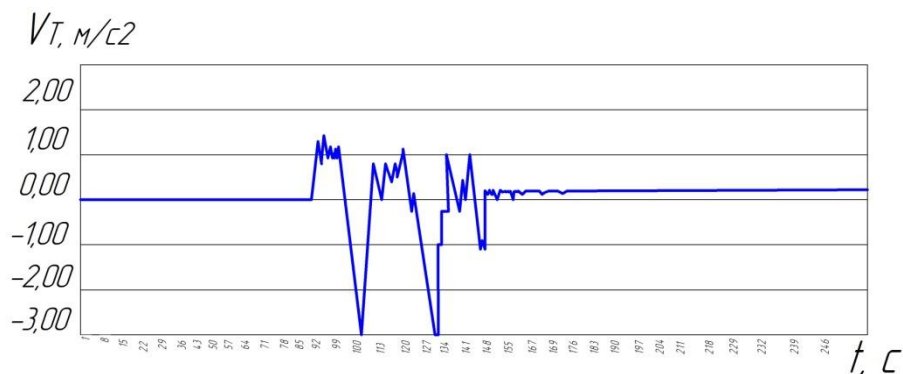


Рис.5 – Тахограма поздовжніх прискорень V_T при русі та гоні агрегату ХТЗ-17224+ДЛМ-5 за час t

Аналіз даної тахограми показує, що прискорення розгону агрегату ХТЗ-17224+ДЛМ-5 має коливальний перехідний процес. Додаткові витрати енергії на обробку 1 га стерні при довжині гону 1000м будуть становити $E_{\text{затр.}}=32,8$ МДж, що еквівалентно 0,76 кг/га дизельного палива. При річному об'ємі виконання робіт в межах 1000 га на луценні стерні, передпосівній підготовці ґрунту, посіву озимих культур, тощо, трактором серії ХТЗ-170 можна отримати економію дизельного палива в межах 760 кг за рахунок зниження додаткових енерговитрат на неусталений режим його роботи.

Пропонується (Твердження 2) для рішення проблеми зниження додаткових енерговитрат тракторів серії ХТЗ-170 при технічному обслуговуванні забезпечення максимального наближення реального перехідного процесу при відхиленні параметра його стану до еталонної моделі.

Поздовжні прискорення характерні для несталого руху тракторного агрегату на гоні підтвердженні при експериментальних дослідженнях ґрунтообробного агрегату JohnDeere + JohnDeere 637 (рис.6) [9].

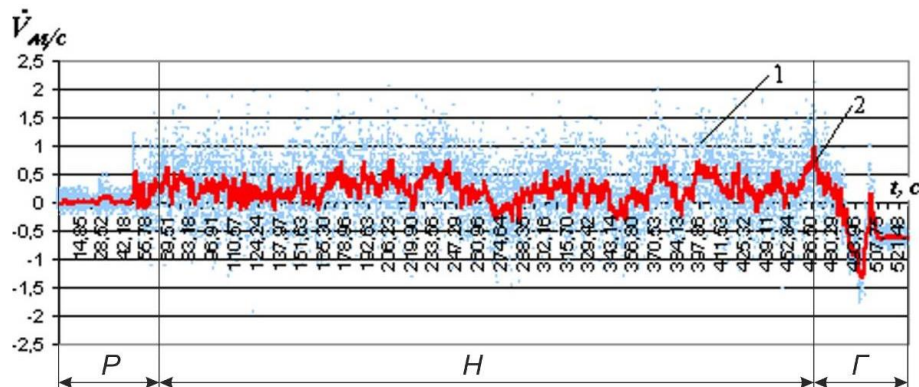


Рис. 6 – Графік поздовжніх прискорень агрегата John Deere 8430 + John Deere 637 на довжині гону 1400 м:

1 – масив експериментальних значень прискорень; 2 – відфільтровані значення прискорень.
Режими руху: P – розгін; H – несталий; Г – гальмування

Розглядаючи поздовжній рух агрегату JohnDeere 3430 + JohnDeere 637 можна відзначити його збурений рух на етапах розгону, несталого руху і гальмування. У цьому випадку додаткові витрати енергії пропонується оцінювати по залежності

$$E_{az} = \int_0^{\infty} N_{az}(t) dt, \quad (7)$$

де $N_{az}(t) = m_{az} \frac{dV_{az}}{dt} V_{az}(t)$ – потужність, яка необхідна для руху агрегату; m_{az} , V_{az} – відповідно маса та швидкість руху агрегату.

Доведено, що додаткові витрати енергії під час несталого руху агрегату на гоні складають 2-3% від загальних енерговитрат.

Визначення зазначених додаткових енерговитрат не передбачене нормативною документацією, внаслідок цього немає можливості обґрунтувати напрямки модернізації тракторних агрегатів та ефективної їх експлуатації.

Запропоновано оцінювати тягове зусилля на тягових колесах P_T і на гоні P_{TK} трактора за залежностями [3]:

$$P_T = (m_T + m_{CT}) [\dot{v}_T(v) - \dot{v}_T^g(v)], \quad (8)$$

$$P_{TK} = m_T \left[\dot{v}_{Tf}(v) - \left(1 + \frac{m_T}{m_{CT}} \right) \dot{v}_T^g(v) \right], \quad (9)$$

де m_T, m_{CT} – маса трактора і сільгоспмашини відповідно; $\dot{v}_T(v)$, $\dot{v}_T^g(v)$ – лінійні прискорення агрегатів під час розгону і вибігу (вимкнена муфта зчеплення, нейтральна передача трансмісії) відповідно; \dot{v}_{Tf} – прискорення трактора під час дії сили опору коченню на колесах.

Отже, для визначення P_T за відомих m_T, m_{CT} оцінюється різниця $\dot{v}_T(v)$ і $\dot{v}_T^g(v)$; для визначення P_{TK} оцінюється прискорення розгону трактора за дії тільки опору коченню на колесах.

При монотонному перехідному процесі розгону тракторного агрегату зі зміною технічного стану для підвищення його працездатності при модернізації та технічному обслуговуванні

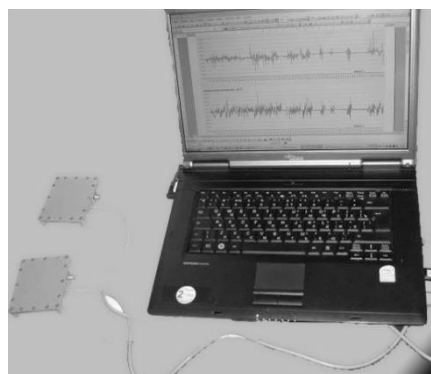
необхідно забезпечення мінімального відхилення центра ваги реального перехідного процесу - від еталонної моделі (твердження 1).

Міжнародним Кодексом стандартів ОЕСР [2] регламентовано випробовування тракторів за оцінкою їх керованості і гальмівних властивостей.

Динамічний метод оцінки працездатності тракторного агрегату, базується на аналізі його перехідних процесів при неусталеному режимі роботи, реалізовано в Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого при розробленні експрес-методів випробувань рульового керування і гальмівної системи тракторів [10]. Експериментальні дослідження проводили на тракторі загального призначення «Слобожанец» ХТА-200 з шарнірно-зчепленою рамою, що пройшов приймальні та сертифікаційні випробування. В якості вимірювального устаткування використовувався реєстраційно-вимірювальний комплекс, розроблений у Харківських університетах ХНАДУ і ХНТУСТ ім. П. Василенка при участі Харківської філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого [11]. Даний комплекс складається з лінійних акселерометрів і ноутбуку зі спеціалізованим програмним забезпеченням (Рис.7).



а)



б)

Рис. 7 – Випробувальне устаткування:

а – місце встановлення на тракторі акселерометра, б – загальний вид ноутбука

Згідно програм дослідження оцінки керованості та гальмівних властивостей трактора було встановлено, що достатньо використання одного акселерометра, зачепленого на задній напіврамі з лівого боку. Задня напіврама вибрана, оскільки на передній напіврамі на результат вимірювання істотний вплив чинить вібрація від двигуна і, як наслідок, підвищена складова методичної похибки і необхідність використання додаткових фільтрів сигналу акселерометра.

Експрес-метод випробувань рульового керування колісних тракторів. Колісні трактори загального призначення обладнуються в основному гідрооб'ємним рульовим управлінням, в яких зв'язок між рульовим і керованими колесами здійснюється гідравлічно.

Експериментально встановлено, що характер протікання процесу зміни лінійних прискорень при русі трактора і на нерухомому подібний. Тому, випробування проводиться на нерухомому тракторі, заздалегідь регламентуючи дорожнє покриття – сухий чистий асфальтобетон. Для нормування показника, вимірювання проводяться, як на справному тракторі, так і при моделюванні різних несправностей в системі рульового керування, наприклад, при зниженні тиску робочої рідини в гідросистемі.

Перехідний процес прискорення повороту трактора на місці може бути віднесений до монотонного процесу, за якістю якого оцінюється його технічний стан (твердження 1) (рис. 8).

В якості кваліметричних показників вибрані наступні параметри: час здійснення циклу повороту направляючих коліс, амплітуда прискорень, що виникають, площа під кривою прискорень.

Математична модель (узагальнена) експрес-методу:

$$f(\bar{t}; a_{\max \min}; S_a); S_a = \int_t a dt; \Delta_t; \Delta_a, \quad (10)$$

де \bar{t} – середній час повороту направляючих коліс, с; a_{\max} a_{\min} – максимальне і мінімальне значення прискорення, м/с^2 ; S_a – площа під кривою прискорень, м^2 ; Δt , Δa – абсолютна похибка вимірювання часу і прискорення, відповідно.

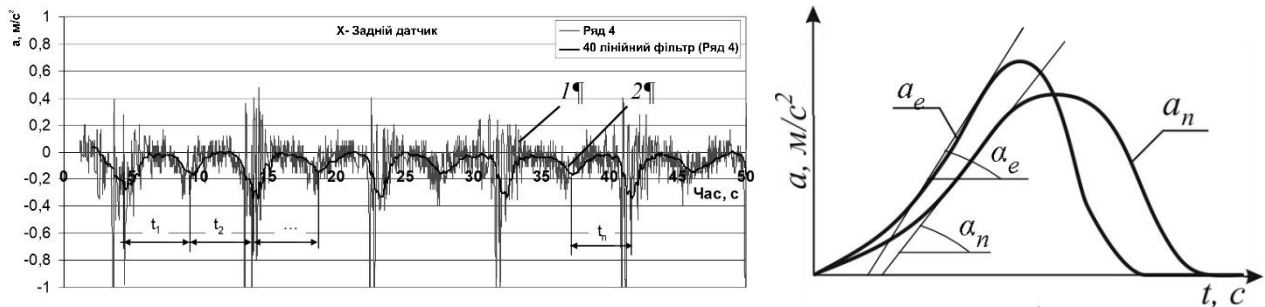


Рис. 8 – Перехідний процес прискорення (а) та розподіл прискорень (б) повороту на місці трактора ХТА – 200:

а – фрагмент результатів вимірювань (1 – масив вимірюваних даних; 2 – відфільтрований сигнал; t_n – час здійснення одного циклу повороту); б – розподіл прискорень (a_e , a_n , α_e , α_n – прискорення і кут крутизни перехідного процесу, відповідно, за номінального і реального технічного стану РК)

У загальному випадку, експрес-метод кваліметрії полягає в наступному:

- встановити направляючі колеса в крайнє ліве положення;
- ввімкнути вимірювальний комплекс;
- за допомогою рульового колеса зробити повні повороти направляючих коліс трактора по черзі з крайнього лівого положення у крайнє праве по 3 рази;
- зафіксувати результат.
- по номограмі визначити об'ємний коефіцієнт корисної дії гідрооб'ємного рульового керування.

При моделюванні несправностей було встановлено, що при несправностях гідронасоса (зменшення тиску) збільшується час здійснення повороту коліс. При перетіканні рідини в гідросистемі змінюється амплітуда прискорень і площа під ними.

Значення коефіцієнта варіації ($v=4,22\%$) при проведенні тестових впливів на рульове керування свідчить про високу узгодженість результатів вимірювань.

Для визначення об'ємного коефіцієнту корисної дії гідрооб'ємного рульового керування запропонована експериментально-розрахункова номограма, загальний вид якої показано на рис. 9. Слід сказати, що для різних класів тракторів вид номограми буде відповідно різним. Тому побудову таких номограм необхідно проводити на етапі дослідницьких визначальних випробувань. Дані заносити в технічну документацію.

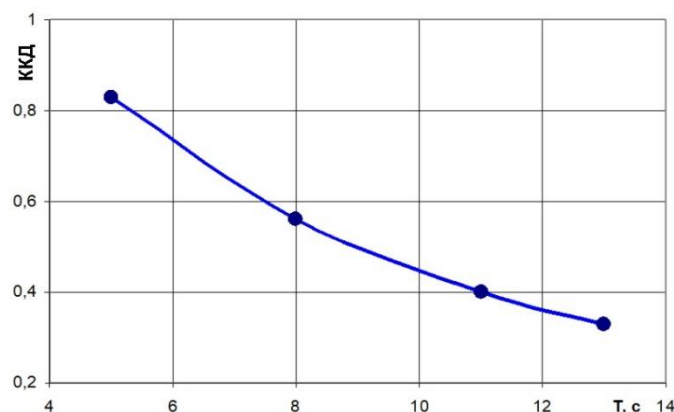


Рис. 9 – Загальний вид номограми для визначення об'ємного коефіцієнта корисної дії гідрооб'ємного рульового керування трактора

Таким чином, запропонований експрес-метод діагностування рульового керування шарнірно-зчеплених тракторів дозволяє без наявності спеціального майданчика проводити діагностування з якнайменшими затратами часу.

Експрес-метод випробувань робочих гальмівних систем тракторів. На тракторах високої потужності застосовують барабанні гальма з пневматичним приводом, у яких зусилля передається повітрям, що дозволяє розвивати великі гальмові сили за невеликого зусилля на педалі гальма. При випробуванні визначаються показники: темп наростання уповільнення, фізичний зміст якого – тангенс кута нахилу лінії в координатах «уповільнення-час» при наростанні тиску в приводі гальмової системи від нуля до максимального, кут відхилення поздовжньої вісі машини в кінці гальмування, бортова нерівномірність гальмівних сил і альтернативний критерій – абсолютне значення відхилення трактора при гальмуванні від прямолінійності.

У загальному випадку, експрес-метод діагностування полягає в наступному:

- встановити випробувальне устаткування на трактор і ввімкнути його;
- розігнати трактор до встановленої швидкості;
- здійснити екстрене гальмування;
- зафіксувати результат;
- за результатами констатувати поточний стан і дати рекомендації для подальшого діагностування.

Математична модель (узагальнена) експрес-методу

$$j_{уст}; \alpha; \psi; \Delta P_{T1}; \Delta P_{T2}; \psi = \iint_e j dt; \sigma; v, \quad (11)$$

де $j_{уст}$ – усталене сповільнення, m/c^2 ; α – кут нахилу прямої наростання уповільнення; ΔP_{T1} , ΔP_{T2} – бортова нерівномірність гальмівних сил на колесах передньої і задньої вісі, Н; ψ – кут відхилення подовжньої вісі машини; t – час здійснення гальмування, с; σ , v – середньоквадратичне відхилення і коефіцієнт варіації показників, що визначаються, відповідно.

Експериментальні дослідження проводилися на тракторі тягового класу з шарнірно-зчленованою рамою, що пройшов приймальні та сертифікаційні випробування.

Вимірювальне устаткування встановлювалось аналогічно рис. 7.

Отримані гальмівні діаграми (рис. 10) розділяються на ділянки: наростання уповільнення, стає уповільнення, зниження уповільнення. Кожна ділянка апроксимується відповідною кривою. Отримані в результаті декількох заїздів в умовах повторюваності гальмівні діаграми усереднюються. Таким чином, отримуємо близьку до ідеальної для даного випробовуваного трактора, «шліфовану гальмівну діаграму». Проводячи велику кількість випробувань на тракторі однієї моделі, отримуємо нормативні гальмівні діаграми з відповідними допусками на встановлені її показники (темп наростання уповільнення, усталене уповільнення).

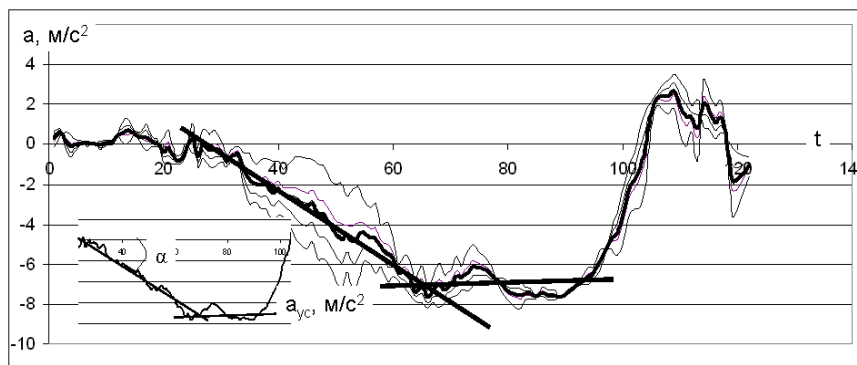


Рис. 10 – Гальмівні діаграми трактора

α – темп наростання уповільнення; a_{yc} – усталене середнє уповільнення

Для визначення темпу наростання уповільнення вимірювальним комплексом фіксується момент часу початку наростання уповільнення і момент часу його переходу в усталену фазу. Отримані криві зміни уповільнень в процесі його наростання апроксимуються прямою лінією і розраховується темп наростання уповільнення щодо його збільшення Δj за час наростання до часу наростання Δt .

Основою експрес-методу діагностування гальмівних систем є новий показник – темп наростання уповільнення.

Висновки. Динамічний метод оцінки працездатності тракторного агрегату дозволяє забезпечити при технічному обслуговуванні регульованих параметрів максимальне приближення квадратичної інтегральної оцінки реального перехідного процесу при відхиленні параметра стану до еталонної моделі.

Працездатність трактора при зміні його технічного стану оцінюється величиною і напрямом відхилення центра ваги реального перехідного процесу від еталонної моделі.

Запропонований експрес-метод діагностування рульового керування трактора дозволяє без наявності спеціального майданчика проводити діагностування з якнайменшими затратами часу. Для діагностування гальмівних систем тракторів в якості діагностичного запропоновано новий показник – темп наростання уповільнення.

Список літератури:

1. ДСТУ 7463:2013. Сільськогосподарська техніка. Трактори сільськогосподарські. Класифікація показників [Чинний від 2014-01-01]. К., 2013, 11с (національний стандарт України).
2. 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>
3. Агеев Л.Е. Основы расчета оптимальных та допустимых режимов работы машинно-тракторных агрегатов. Л.: Колос, 1978. 290с.
4. Савельев А.П. Диагностирование тракторов по динамическому состоянию машинно-тракторных агрегатов. Саранск: Изд-во Мор-дov.ун-та, 1993, 195с.
5. Динаміка транспортно-тягових колісних та гусеничних машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.А.Карпенко, А.Т. Лебедев, Е.А. Перегон, В.Б. Самородов, А.Н. Гуренко. Х: Видавництво ХТАДТУ (ХАДИ), 2001, 642с.
6. Коденко М.Н., Лебедев А.Т. Автоматизация тракторных агрегатов. М: Машиностроение, 1969, 196с.
7. Шуляк М.Л. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями / М.Л. Шуляк, А.Т. Лебедев, М.П. Артёмов, Є.І. Калінін // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів, № 4, – 2016. с. 218-226.
8. СОУ 71.2-37-0460430090-017:2015. Сільськогосподарська техніка. Визначення тягових показників тракторів. Метод парціальних прискорень [Надано чинності: 01.01.2016]. Дослідницьке, 2015. 9с. (Стандарт УкрНДІОВТ ім. Л.Погорілого.).
9. Лебедев А. Сучасні проблеми теорії трактора. Техніка і технології АПК. 2021. № 1 (118). С.20-25.
10. Лебедев А.Т., Лебедев С.А., Коробко А.І. Кваліметрія та метрологічне забезпечення випробувань тракторів. Харків: Вид-во «Міськдрук», 2018, 394с.
11. Метод парциальных ускорений и его приложение в динамике мобильных машин/ Н.П.Артемов, А.Т.Лебедев, М.А.Подригало и др. Под рук. М.А. Подригало. Харьков: Изд-во «Міськдрук», 2012, 220с.

References (transliterated):

1. DSTU 7463:2013. Silskohospodarska tekhnika. Traktory silskohospodarski. Klyasyfikatsiia pokaznykiv [Chynnyi vid 2014-01-01]. K., 2013, 11s (natsionalnyi standart Ukrainy).
2. OECD standardcodefortheofficialtestingofagriculturalandforestrytractorperformance. CODE 2. February 2019. URL: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/02-oecd-tractor-codes-code-02.pdf>
3. Aheev L.E. Osnovy rozrakhunku optymalnykh ta dopustymykh rezhymiv roboty mashynno-traktornykh ahrehativ. L.: Kolos, 1978. 290s.
4. Savelev A.P. Dyahnostyrovanye traktorov po dynamycheskomu sostoianyiu mashynno-traktornukh ahrehatov. Saransk: Yzd-vo Mor-dov.un-ta, 1993, 195s.
5. Dynamika transportno-tiahovykh kolisnykh ta husenychnykh mashyn / E.E. Aleksandrov, D.O. Volontsevych, V.A.Karpenko, A.T. Lebedev, E.A. Perehon, V.B. Samorodov, A.N.Hurenko. Kad-v: Vydavnytstvo KhTADTU (KhADY), 2001, 642s.
6. Kodenko M.N., Lebedev A.T. Avtomatyzyatsiya traktornukh ahrehatov. M: Mashynstroenye, 1969, 196s.

7. Shuliak M.L. Otsinka funktsionuvannia silskohospodarskoho ahrehatu za dynamichnymy kryteriiamy / M.L. Shuliak, A.T. Lebedev, M.P. Artomov, Ye.I. Kalinin // Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv, № 4, – 2016. s. 218-226.
8. SOU 71.2-37-0460430090-017:2015. Silskohospodarska tekhnika. Vyznachennia tiahovykh pokaznykiv traktoriv. Metod partsialnykh pryskoren [Nadano chynnosti: 01.01.2016]. Doslidnytske, 2015. 9s. (Standart UkrNDIOVT im.. L.Pohoriloho.).
9. Lebedev A. Suchasni problemy teorii traktora. Tekhnika i tekhnolohii APK. 2021. № 1 (118). S.20-25.
10. Lebedev A.T., Lebedev S.A., Korobko A.I. Kvalimetriia ta metrolohichne zabezpechennia vyprobuvan traktoriv. Kharkiv: Vyd-vo «Miskdruk», 2018, 394s.
11. Metod partsyalnykh uskorenyi y eho prylozhenye v dynamyke mobylnykh mashyn/ N.P.Artemov, A.T.Lebedev, M.A.Podryhalo y dr. Pod ruk. M.A. Podryhalo. Kharkov: Yzd-vo «Miskdruk», 2012, 220s.

Надійшла (received) 23.11.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Лебедев Анатолій Тихонович (Lebedev Anatoliy) – доктор технічних наук, професор, Сумський національний аграрний університет, професор кафедри агроінжинірингу, м. Суми, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1975-3323>; tiaxntusg@gmail.com

Шуляк Михайло Леонідович (Shuliak Mykhailo) – доктор технічних наук, професор, Сумський національний аграрний університет, завідувач кафедри агроінжинірингу, м. Суми, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7286-6602>; m.l.shulyak@gmail.com

Холодов Антон Павлович (Kholodov Anton) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4120-4654>, antonkholodov23@gmail.com

А.П. КОЖУШКО, Б.І. КАЛЬЧЕНКО, О.Г. ЯНЧИК, Г.О. КОБЕЦЬ

ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРИЮВАННЯ КАБІНИ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА

Проаналізовано вплив впровадження системи підресорювання кабіни колісного трактора на показники плавності ходу колісного трактора при русі по різноманітним дорожнім покриттям. Як результат отримано залежності зміни вертикальних прискорень на сидінні оператора-водія трактора ХТЗ-160У від швидкості руху (частоти зовнішнього впливу) по різноманітним покриттям. Практична значимість роботи полягає у наданні результатів оцінки впливу коливань на організм оператора-водія при експлуатації вітчизняного трактора шляхом впровадження системи підресорювання кабіни.

Ключові слова: колісний трактор, система підресорювання, коливання, кабіна, математична модель, пневматична опора, деформація.

A. KOZHUSHKO, B. KALCHENKO, A. YANCHYK, H. KOBETS

JUSTIFICATION OF THE IMPLEMENTATION OF THE WHEELED TRACTOR CAB SUSPENSION SYSTEM

Today, there is a significant mechanization of agriculture, which is designed to facilitate the work of the driver-operator and prevent the driver-operators from getting health problems during the performance of agricultural work. Therefore, such processes become a priority, because the increase in the energy content of tractors, the increase in speed during the execution of technological and transport operations, the variety of machines and tools aggregated by the tractor - inevitably lead to an increase in the impact of vibrations on the body of the operator-driver. In order to create real competition, domestic manufacturers need to implement modern solutions, which is not possible without high-quality cooperation with scientists. Therefore, the material of this article aims to analyze the implementation of the suspension system of the cab of a wheeled tractor on the indicators of smoothness of the wheeled tractor (vertical accelerations on the seat) when moving on various road surfaces. When solving the set goal, a technique was used that involved the use of the D'Alembert principle, i.e., in the calculation model of the system from the massive elements, all available bonds were conditionally broken, then the action of the discarded bonds was compensated by the reactions of the bonds. As a result, the dependence of the change in vertical accelerations on the seat of the driver-operator of the KhTZ-160U tractor on the speed of movement (frequency of external influence) when moving on surfaces was obtained. The practical significance of the work lies in the provision of positive evaluation results regarding the reduction of the impact of vibrations on the body of the operator-driver for the domestic tractor industry through the introduction of the cabin suspension system.

Key words: wheeled tractor, suspension system, oscillations, cab, mathematical model, pneumatic support, deformation.

Вступ. З метою зменшення інтенсивності ручної праці, підвищення техніко-експлуатаційних показників колісної сільськогосподарської техніки та впровадження оптимізаційних заходів задля своєчасного вирішення окреслених задач відбувається модернізація механічних робіт в сільському господарстві. Така модернізація направлена перш за все на полегшення роботи оператора-водія, але вона остаточно не позбавляє його від отримання проблем зі здоров'ям в ході виконання сільськогосподарських робіт.

Оператори сільськогосподарських машин піддаються впливу низькочастотних та високочастотних коливань, які комплексно діють на все тіло. При дослідженні впливу коливальних дій на оператора-водія необхідно відмітити, що внутрішнім джерелом коливань (зазвичай високочастотних) є робота силових агрегатів, а зовнішнім – рух по складному мікропрофілю дорожньої поверхні та/або дією агрегатів.

Людське тіло має складну механічну систему, яке складається з безлічі лінійних та нелінійних складових. Ступінь шкідливого впливу коливань на організм людини залежить від частоти (рис. 1), тривалості та напрямку дії, а також індивідуальних особливостей людини.

У випадку співпадіння частот вимушених коливань колісного трактора з власною частотою будь-якого органа оператора-водія виникає дислокація внутрішніх органів, навіть при відносно невеликій амплітуді коливань. Спектр частот коливань колісного трактора

різноманітний та варіюється від низьких 1...100 Гц (коливання рульового колеса, поздовжньо-кутові коливання остову трактора, тощо) до середніх частот 100...1000 Гц (коливання в трансмісійній установці трактора) та високих частот 1000...5000 Гц (коливання в двигуні, механічний шум, тощо) [1, 2].

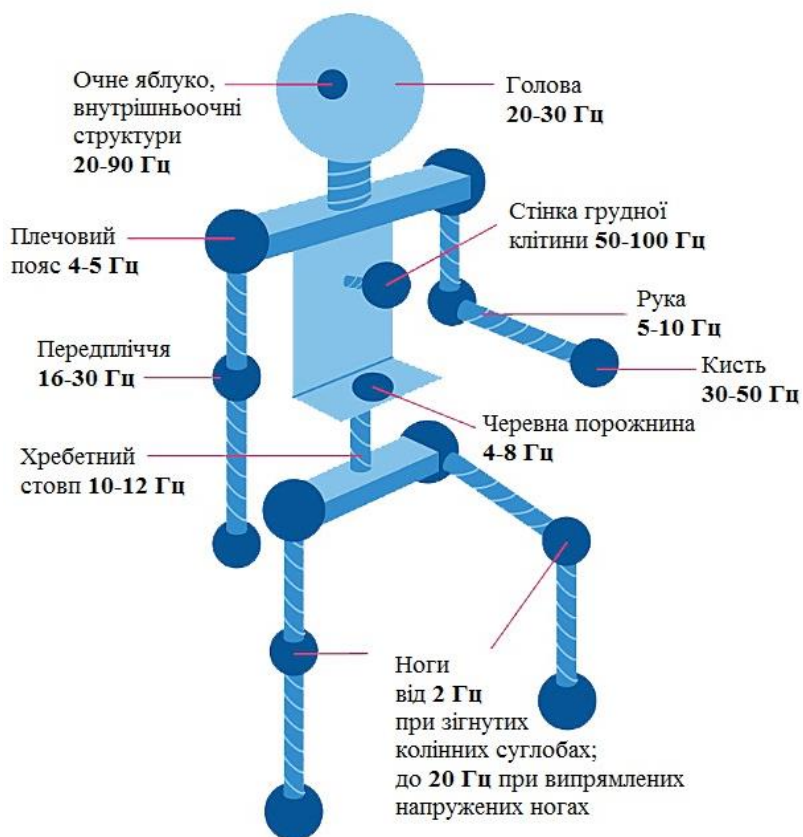


Рис. 1 – Модель коливальної системи людини та резонансні частоти частин тіла

Тому матеріали даної роботи будуть ґрунтуватися на аналізі низькочастотних коливань (дослідження плавності ходу), в подальшому плануються роботи з дослідження високочастотних коливань, які виникають в колісному тракторі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існує низька наукових робіт [3 – 6], присвячених розкриттю питань пов'язаних з дослідженням впливу вертикальних коливань, які утворюються в колісному тракторі, при виконанні технологічних та транспортних операцій. Роботи [3 – 6] є класичними, адже досліджують плавність ходу колісних тракторів при наявності систем підресорювання переднього моста та сидіння оператора-водія.

Наукові роботи, які аналізують роботу системи підресорювання кабіни трактора мають задачу надати можливості зниження коливального навантаження на оператора-водія в межах, що накладаються основним обмеженням, тобто доступним простором для руху кабіни. Так в роботі [7] представлено модель оптимізації параметрів, яка описує характеристики пасивної нелінійної підвіски кабіни. Метод оптимізації засновано на еволюційному алгоритмі, метою якого є мінімізація загального коливального навантаження на оператора-водія.

В роботі [8] автори запропонували для підвищення комфорту їзди сільськогосподарського трактора модель гідропневматичної підвіски з напівактивним керуванням підвіскою кабіни. Розроблено оптимальний алгоритм керування напівактивною підвіскою трактора з використанням лінійно-квадратичної функції Гауса. Комфорт їзди (згідно з ISO 2631) оцінюється шляхом порівняння трактора з пасивною підвіскою кабіни та з гідропневматичною підвіскою з напівактивним керуванням.

Автори [9] з метою підвищення комфорту водіння при русі по нерівностям дороги та

Коливальний процес несе негативний вплив на оператора-водія: стрес, зменшення психомоторної працездатності, погіршення емоційної складової та розумової здатності – це заважає якісному виконанню робочих операцій та може призвести до зниження рівня функціонального стану оператора-водія.

На підставі вище зазначеного слід акцентувати увагу на тому, що шлях зменшення впливу коливань на організм оператора-водія колісного трактора є пріоритетним напрямком наукових досліджень, особливо з урахуванням збільшення енергонасиченості тракторів, підвищення швидкостей при виконанні технологічних та транспортних операцій, різноманіття машин та знарядь, що агрегуються трактором.

ізоляції кабіни трактора від коливань, використовують систему активної підвіски з гідравлічним приводом. У цьому дослідженні система активної підвіски трактора керувалася контролером IT2FOFPID для мінімізації коливань при русі по нерівностям, що передаються в кабіну водія.

В роботі [10] проведено дослідження, метою якого було дослідження системи активної підвіски кабіни, що встановлена на телескопічному навантажувачі, на процес ефективного зниження вібрації всього тіла і підвищення комфорту. Аналіз проводився згідно з ISO 5008 з увімкненою та вимкненою системою підвіски кабіни і показав, що система підвіски була ефективною для зниження вібрації всього тіла, але не впливала на відчуття комфорту операторами-водіями.

В роботі [11] досліджено зміну вібрації при експлуатації трактора за різних умов відповідно до типу підвіски кабіни, а також визначався вплив різних методів підресорювання кабіни на ці вібрації. Встановлено, що у тракторі із системою гідропневматичної підвіски кабіни рівень вібрації під час руху було зменшено приблизно на 7,1% в порівнянні з трактором, який використовував пасивне керування.

Зважаючи на проведений аналіз, виникає доцільність проведення дослідження з впровадження підресореної кабіни на вітчизняні трактори серії ХТЗ.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є поліпшення показників плавності ходу колісного трактора за рахунок впровадження системи підресорювання кабіни.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати аналіз систем підресорювання, які використовуються в сучасних колісних тракторах;
- сформулювати математичну модель трактора для оцінки показників плавності ходу;
- виконати аналіз результатів моделювання при впровадженні системи підресорювання кабіни в трактор ХТЗ-160У.

Аналіз систем підресорювання сучасних колісних тракторів. Підвіска трактора може зменшити нерівномірність опорної реакції та здатна забезпечувати економічно ефективну, безпечну та комфортну роботу на всьому діапазоні швидкостей – від технологічних до транспортних. Тому до підвісок тракторів висуваються наступні вимоги:

1. Підвищення плавності ходу, керованості та стійкості руху трактора з метою забезпечення належного комфорту.
2. Зниження динамічних навантажень на елементи конструкції трактора та на навісні знаряддя.
3. Забезпечення рівномірності тягового зусилля за рахунок постійного контакту коліс із ґрунтом.
4. Високий економічний ефект як від робіт, пов'язаних з обробкою ґрунту, так і на транспортних роботах.

Сьогодні більшість тракторів із системами підресорювання обладнано підвісками виключно передніх коліс. Серійний випуск тракторів із системами підресорювання переднього мосту розпочато ще у 60-х роках ХХ століття. У закордонних тракторів, зокрема, застосовується *система підресорювання переднього моста* однією поперечною напівеліптичною ресорою, на листових ресорах, свічкових пружинних ресорах, тощо. Головними недоліками описаних вище схем підресорювання переднього моста є лінійна (або близька до неї) пружна характеристика, неможливість регулювання пружних та демпфуючих властивостей підвісок та неможливість блокування підвіски.

В даний час всі найбільші світові виробники тракторів (Deere & Co., Fendt, New Holland, Case, Deutz-Fahr, Massey Ferguson, Valtra Vaumet, Claas, AGCO, McCormick, Hurlimann, SAME, Lamborghini) використовують підвіски з гідропневматичними або пневматичними пружними елементами. Підвіски виготовляються керованими та блокованими, з можливістю автоматичної підтримки заданої висоти остова машини над опорною поверхнею незалежно від навантаження на передній міст.

Розглянемо типові схеми напрямних пристроїв підвісок, які використовуються виробниками тракторів.



Рис. 2 – Передня вісь TLS II підвіски John Deere

Більшість виробників тракторів при створенні підвіски переднього мосту приділяють увагу системам підресорювання з цільною балкою.



Рис. 3 – Підвіска TERRAGLIDE трактора New Holland

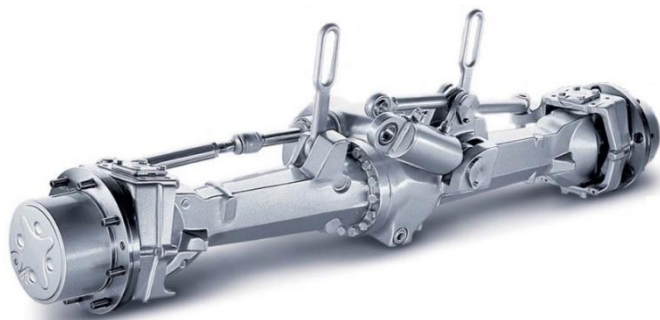


Рис. 4 – Підвіска Zahnradfabric

Важільна паралелограмна підвіска передніх коліс трактора випускається фірмами Deere & Co (рис. 2). Гідропневматичні ресори з протитиском розміщені між остовом машини і нижніми важелями паралелограмних механізмів.

Паралелограмний напрямний механізм має порівняно просту кінематику, але при його використанні унеможливується використання цільної балки переднього моста, що ускладнює конструкцію передачі тягового зусилля до коліс.

Підвіска з поперечною реактивною тягою випускається фірмами New Holland (рис. 3) та Zahnradfabric (рис. 4).

Поздовжній важіль, який закріплений на остові трактора, передає тягове зусилля від коліс на остів в поздовжньому напрямку. Шарнір, що з'єднує поздовжній важіль з остовом, дозволяє важелю обертатися щодо точки кріплення у вертикальній площині. Поперечна тяга (тяга Панара) рухомо з'єднує міст трактора з його остовом, обмежуючи тим самим переміщення моста в поперечному напрямку. Дві ресори сприймають вертикальні навантаження, що діють між остовом машини і мостом.

До плюсів системи підресорювання з поперечною тягою відноситься простота конструктивної схеми, а також те, що шарнір поздовжнього важеля не навантажується крутними моментами від бічних сил на передніх колесах. Недоліками цих підвісок є складна кінематика шарнірів.

Схема, в якій рух переднього моста визначається чотириланковим механізмом, використовується в системах підресорювання виробництва Carraro (рис. 5). Колеса незалежно з'єднані з подвійним важелем, зберігаючи положення трактора при пересіченій місцевості, а гідروпневматична підвіска забезпечує амортизаційний ефект із широкою варіацією навантаг. До плюсів такої системи підресорювання належить її компактність. До мінусів – велика кількість високонавантажених шарнірів.

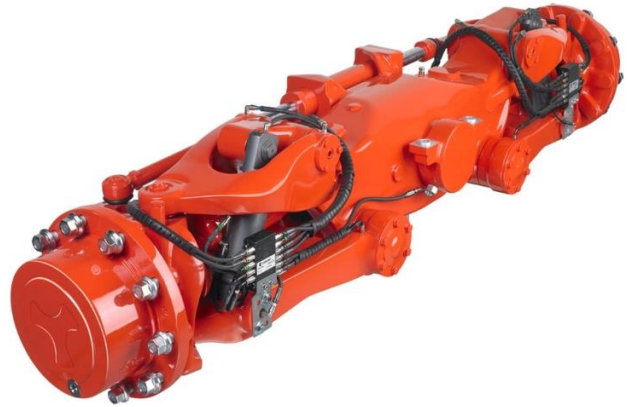


Рис. 5 – Підвіска IFAS трактора Carraro

Підвіска на поздовжньому важелі без поперечної реактивної тяги. Така підвіска використовується на тракторах Fendt (рис. 6), Deutz-Fahr, Valtra-Valmet Traktoren. Балка моста кріпиться за допомогою шарніра до поздовжнього важеля, який, у свою чергу, двома шарнірами кріпиться до остова. Поздовжній важіль підтримується двома ресорами. Переваги: простота конструкції і те, що деформація підвіска не залежить від коливання моста в поперечній площині. Недоліки: високе навантаження в шарнірах важелів.

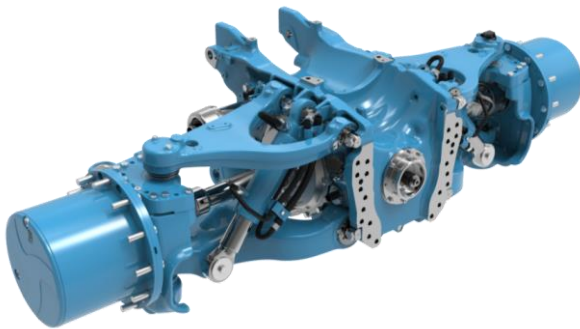


Рис. 6 – Підвіска Spicer 980 Fendt

Також треба відмітити підвіску JCB Fastrac (рис. 7). Усі моделі JCB Fastrac використовують підвіски з гвинтовими пружинами на передніх осях і гідравлічні/газові підвіски з самовирівнюванням на задніх осях, за винятком серії 7000, де використовується гідравлічна/газова установка, як на передній, так і на задній вісі.

На операторів-водіїв тракторів діють сили в трьох площинах – вгору і вниз, збоку в бік, назад і вперед. Розробники системи підресорювання кабіни намагаються обмежити ці рухи, щоб вони найменше впливали на організм людини. В автомобільному світі такі рухи були б зведені до нуля.

Але оператор, повністю позбавлений чуттєвих даних щодо того, як працює його трактор, буде схильний до надмірної самовпевненості. Отже, потрібен певний рівень руху кабіни. Деякі конструктори кабін раніше помилялися, і оператори-водії тракторів скаржилися на заколисування. Крім того, кабіни тракторів створені для забезпечення захисту оператора, і важливо, щоб системи підвіски не шкодили цьому важливому аспекту безпеки.

В основному існує три способи керування рухом, необхідним для гасіння сил, що діють на кабіну, – пружинний, пневматичний та гідравлічний (через газовий акумулятор).

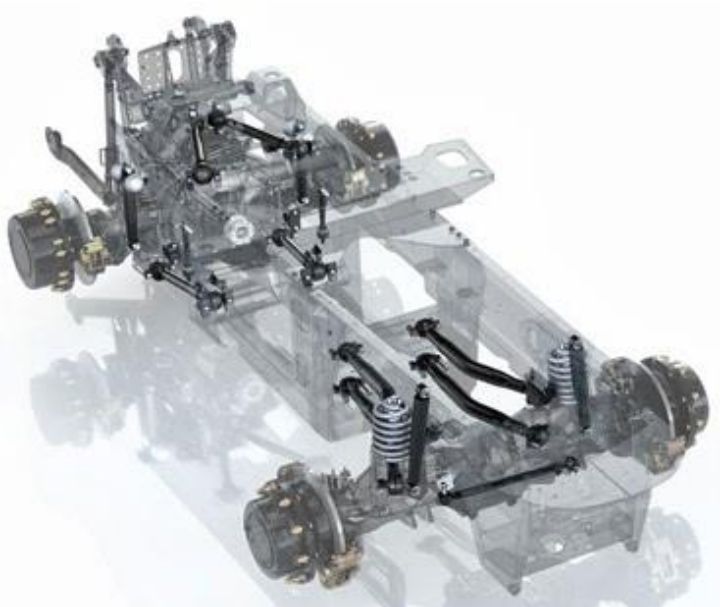


Рис. 7 – Підвіска JCB Fastrac

Прикладом гідравлічної системи підвіски кабіни є варіант HCS (рис. 8) від John Deere. Як і в більшості систем, тільки задня частина кабіни має блоки підвіски – передня частина з'єднана з шасі за допомогою шарнірних підшипників на кожному куті, що забезпечує невеликий поперечний і поздовжній рух.

На відміну від системи колісних тракторів John Deere, кабіна (рис. 9) Claas Arion має пружину підвіски та амортизатори в усіх чотирьох кутах кабіни, а не лише в двох задніх. Цей пристрій, призначений для зменшення не лише вертикального руху, але в поздовжньому русі.

Компанія Valtra розробила напівактивну систему підвіски кабіни – AutoComfort (рис. 10), яка автоматично адаптується до різних умов руху. AutoComfort складається з амортизаторів з електронним керуванням, датчика положення та блоку керування, підключеного до трактора через шину CAN, а також пневматичних пружин для підтримки сталої висоти незалежно від навантаження. Реагуючи на дані руху від датчика положення та інформацію про умови руху від шини CAN, система здатна регулювати швидкість амортизації кожні дві мілісекунди.

Кабіна Fendt VisioPlus (рис. 11) має також напівактивну систему підвіски кабіни, яка працює за схожим принципом, як і AutoComfort.



Рис. 8 – Підвіска кабіни John Deere серія 8R



Рис. 9 – Кабіна Renault TZ трактора Claas



Рис. 10 – Напівактивна підвіски кабіни AutoComfort



Рис. 11 – Підвіска кабіни Fendt 500 Vario

Система підресорювання сидіння оператора-водія розміщується безпосередньо між сидінням водія і кабіною оператора, що безпосередньо впливає на комфорт водія і знижує рівень коливань, що впливає на нього. Сидіння із системою підресорювання – не складна та недорога конструкція, що дозволило впровадити її майже у всіх сучасних сільськогосподарських тракторах. Тип системи підресорювання може бути механічним, пневматичним, гідравлічним, гідропневматичним або комбінацією цих систем.

Зважаючи на вище окреслене необхідно відзначити, що вітчизняне тракторобудування також пішло шляхом впровадження активних систем підресорювання в конструкцію колісних

тракторів. Так, на тракторі ХТЗ-160У впроваджено гідропневматичну систему підресорювання переднього мосту та пневматичну систему підресорювання сидіння. В подальшому доцільно провести дослідження з впровадження системи підресорювання кабіни.

Складання математичної моделі вертикальних коливань колісного трактора. Для формування математичної моделі руху колісного трактора з урахуванням системи підресорювання кабіни необхідно на першому етапі побудувати розрахункову схему, яка враховуватиме вертикальні та поздовжньо-кутові переміщення від основних складових сил, що діють при русі. Колісний трактор, який досліджується, симетричний щодо поздовжньої вертикальної площини. Це дозволяє використати плоску розрахункову схему, де пружні зв'язки по бортах поєднуються, а маса умовно розділяється на підресорену та непідресорену. Сформуємо підґрунтя для моделювання коливальних процесів при русі колісного трактора ХТЗ-160У.

Математична модель формується за допомогою методики, яка використовує принципи Даламбера [3, 6, 12] та впроваджує ряд допущень і спрощень. В основу цього принципу покладено наступну особливість: у розрахунковій моделі системи, що досліджується, від масивних елементів умовно розриваються всі наявні зв'язки. Тоді дія відкинутих зв'язків компенсується реакціями зв'язків.



Рис. 12 – Колісний трактор ХТЗ-160У

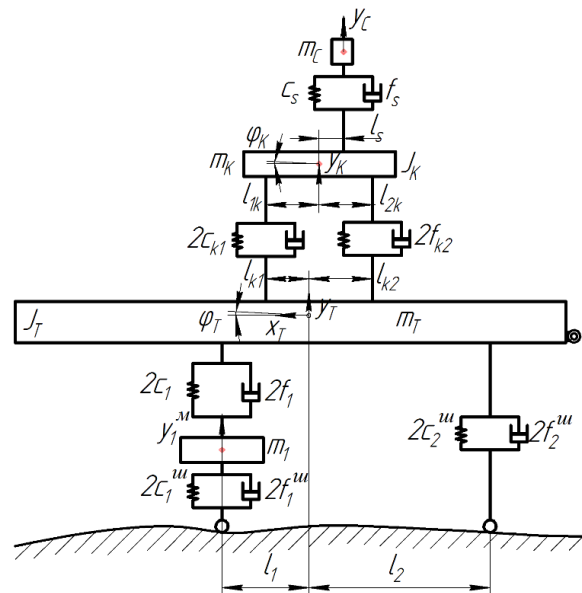


Рис. 13 – Коливальна схема трактора

З метою надання наочних результатів дослідження в математичній моделі використовується функція зовнішнього впливу дорожнього покриття на руші колісного трактора, що описується за синусоїдальним законом. В роботі розглядається 4 види дорожнього покриття, які наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Характеристика дорожнього покриття

Варіант покриття	Висота нерівності A , м	Довжина хвилі a , м	Формульна реалізація
1	0,008	2	$y_{gr1} = A \cdot \sin(2\pi \cdot x_T / a);$ $y_{gr2} = A \cdot \sin(2\pi(x_T - (l_1 + l_2))/a).$
2	0,02	3	
3	0,03	0,45	
4	0,04	0,7	

Відзначимо, що моделювання гідропневматичної підвіски переднього моста трактора ХТЗ-160У базується на роботі [13]. Визначення пружних характеристик колісних шин на матеріалах [14]. При моделюванні використовувалась пневматична опора (рис. 14) виробництва Blacktech, її пружна характеристика наведена на рис. 15.



Рис. 14 – Пневмоопора підвіски кабіни

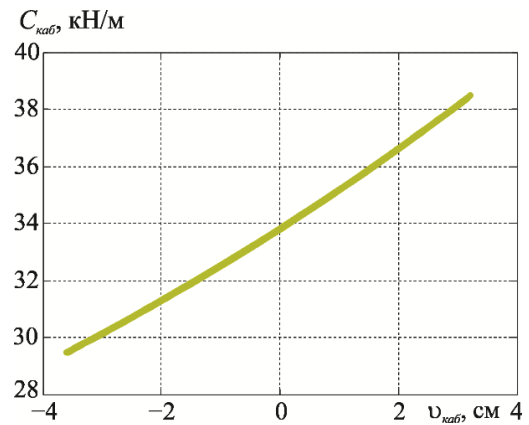


Рис. 15 – Залежність жорсткості пневмоопори підвіски кабіни від її деформації

Результати моделювання. На рис. 16 побудовано амплітудно-частотну характеристику вертикальних прискорень на сидінні оператора-водія при русі по різних покриттях з урахуванням та без врахування підресорювання кабіни. Відмітимо, що впровадження системи підресорювання кабіни дає змогу зменшувати амплітуду вертикальних прискорень в зоні дії резонансних частот. Так, аналізуючи отриманий результат помітно зменшується амплітуда прискорень в зоні резонансних частот коливань остова трактора (~2,3 Гц), що пов'язано зі «зближенням» резонансних частот кабіни (~2,0 Гц) та остова. Зменшення амплітуди коливань в зоні резонансної частоти коливань остова при русі по 1 варіанту покриття складає 32,5%; по 2 варіанті – 17,2%; по 3 варіанті – 11,7%; по 4 варіанті – 13,6%.

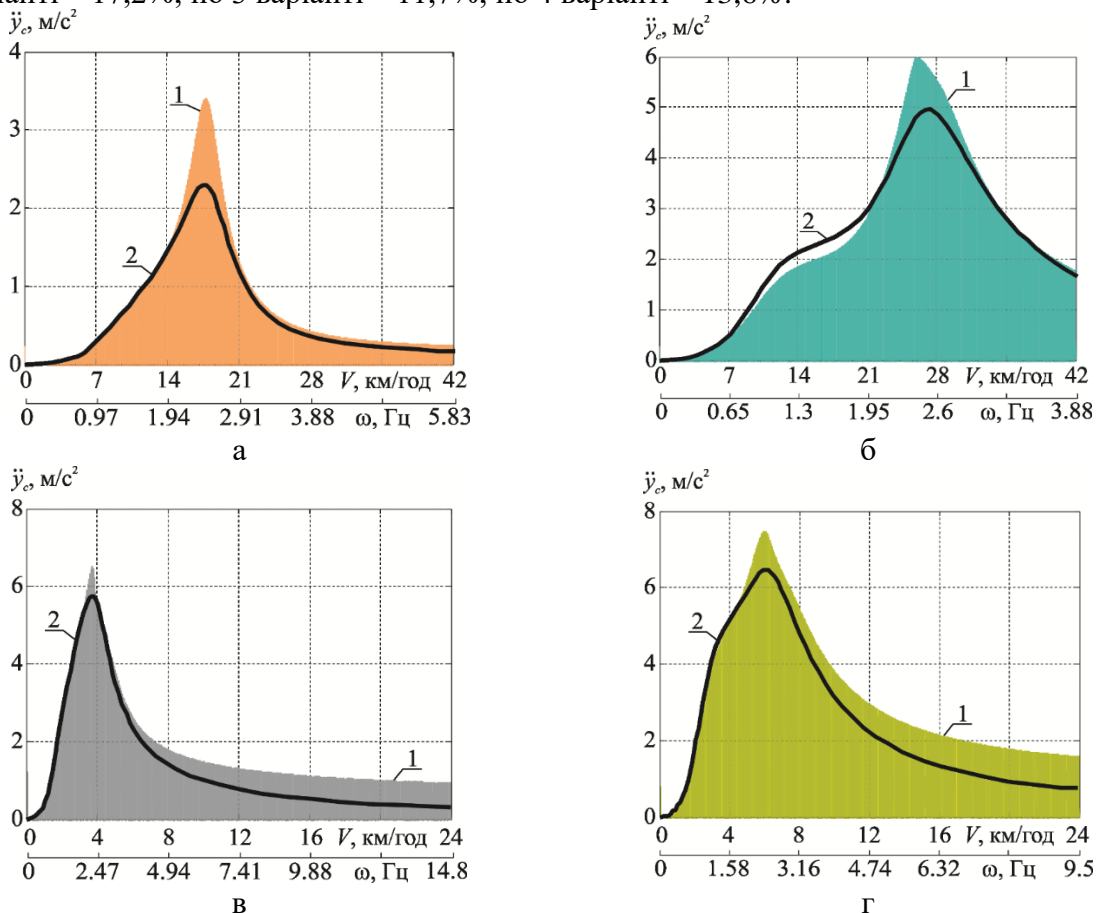


Рис. 16 – Залежність вертикальних прискорень на сидінні оператора-водія трактора ХТЗ-160У від швидкості руху (частоти зовнішнього впливу) при русі по покриттях: а – 1 варіант; б – 2 варіант; в – 3 варіант; г – 4 варіант;

1 – без урахування підресорювання кабіни; 2 – з урахуванням підресорювання кабіни
 З рис. 16 в, г помітно зменшення вертикальних прискорень на сидінні в 2 рази при максимальних швидкостях руху (24 км/год), а на рис. 16 а, б зменшення при швидкості (42 км/год) складає лише до 5%.

З рис. 16 помітно, що максимальна амплітуда вертикальних прискорень спостерігається на середніх транспортних швидкостях (рис. 16 а, б) та в тягових режимах руху (рис. 16 в, г).

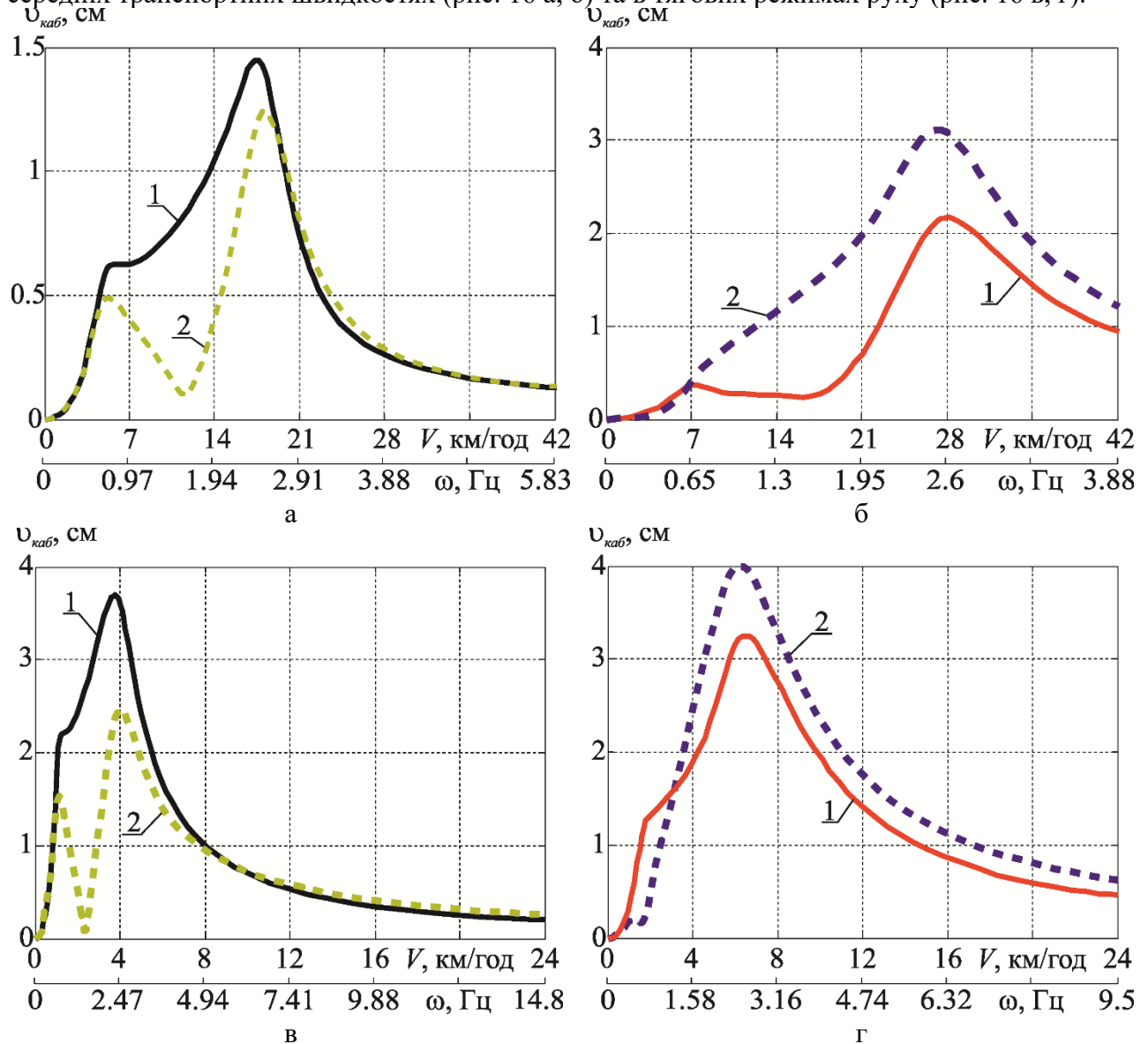


Рис. 17 – Залежність деформації системи підресорювання кабіни трактора ХТЗ-160У від швидкості руху (частоти зовнішнього впливу) при русі по покриттях:

а – 1 варіант; б – 2 варіант; в – 3 варіант; г – 4 варіант;

1 – передніх опор; 2 – задніх опор

З рис. 17 помітно, що максимальна амплітуда деформації пневмоопори кабіни є допустимою.

Висновки. В роботі вирішено задачу зменшення впливу низькочастотних коливань на організм оператора-водія колісного трактора ХТЗ-160У шляхом впровадження системи підресорювання кабіни. Виконано аналіз систем підресорювання в сучасних колісних тракторах (John Deere, New Holland, Fendt, Deutz-Fahr, Valtra, JCB): переднього моста, кабіни та сидіння. Наведено основні складові, які необхідні при формуванні математичної моделі трактора для оцінки показника вертикальних прискорень на сидінні оператора-водія з урахуванням системи підресорювання кабіни. Впровадження системи підресорювання кабіни

дає змогу зменшувати амплітуду вертикальних прискорень в зоні дії резонансної частоти від 11% до 32% залежно від характеристик дорожнього покриття.

Список літератури:

1. ДСТУ ISO 2631-5:2019 Вібрація та удар механічні. Оцінювання впливу загальної вібрації на людину. Частина 5. Метод оцінювання вібрації, яка містить багаторазові ударні імпульси (ISO 2631-5:2018, IDT). ДП «УкрНДНЦ», 2020. (Державний Стандарт України).
2. Кожушко А.П. Експериментальні дослідження ергономічних властивостей колісних тракторів з агрегатами змінної маси. *Автомобильный транспорт*. 2019. № 45. С. 38 – 45. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2019.45.0.38>.
3. Кальченко Б.І., Ребров О.Ю., Мамонтов А.Г., Кожушко А.П., Якунін М.Є. Динаміка руху колісних тракторів : монографія. Харків : Мірошніченко О. А., 2021. 320 с.
4. Kabir M. S. N., Chung S. O., Kim Y. J. [et al.] Measurement and evaluation of whole body vibration of agricultural tractor operator. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2017. № 10(1). P. 248 – 255. <https://doi.org/10.3965 / j.ijabe.20171001.2113>.
5. Singh A., Samuel S., Singh H., Singh J., Prakash C., Dhahi Y.K. Whole body vibration exposure among the tractor operator during soil tillage operation: an evaluation using ISO 2631-5 standard. *Shock and Vibration*. 2022. Vol. 2022. 8 p. <https://doi.org/10.1155/2022/6412120>.
6. Кальченко Б.І., Ребров О.Ю., Кожушко А.П., Мамонтов А.Г. Плавність руху як складова динаміки трактора : монографія. – Харків: ФОП Панов А.М., 2018. 164 с.
7. Hansson P.-A. Optimization of agricultural tractor cab suspension using the evolution method. *Computers and Electronics in Agriculture*. 1995. № 12(1). P. 35 – 49. [https://doi.org/10.1016/0168-1699\(94\)00036-P](https://doi.org/10.1016/0168-1699(94)00036-P).
8. Sim K., Lee Hw., Yoon J.W., Choi Ch., Hwang S.-H. Effectiveness evaluation of hydro-pneumatic and semi-active cab suspension for the improvement of ride comfort of agricultural tractors. *Journal of Terramechanics*. 2017. № 69. P. 23 – 32. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2016.10.003>.
9. Mohammadikia R., Aliasghary M. Design of an interval type-2 fractional order fuzzy controller for a tractor active suspension system. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2019. № 167. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2019.105049>.
10. Caffaro F., Cremasco M.M., Preti Chr., Cavallo Eu. Ergonomic analysis of the effects of a telehandler's active suspended cab on whole body vibration level and operator comfort. *International Journal of Industrial Ergonomics*. 2016. № 53. P. 19 – 26. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2015.10.009>.
11. Oh J., Chung W.-J., Han H.-W., Kim J.-T., Son G.-H., Park Y.-J. Evaluation of tractor ride vibrations by cab suspension system. *Transactions of the ASABE*. 2020. № 63(5). P. 1465 – 1476. <https://doi.org/10.13031/trans.13795>.
12. Мамонтов А.Г., Кожушко А.П., Ребров О.Ю. Формування математичної моделі динамічної навантаженості ходової системи колісного трактора з напівпричіпним агрегатом. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Сер. Нові рішення в сучасних технологіях. Харків: НТУ «ХПІ». 2019. № 1. С. 29 – 41. <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2019.01.04>.
13. Bonan Q., Zeng R., Li X., Yang J. Design and Performance Analysis of the Hydropneumatic Suspension System for a Novel Road-Rail Vehicle. *Applied Sciences* 2021. № 11(5). P. 2221. <https://doi.org/10.3390/app11052221>.
14. Ребров А.Ю. Идентификация сельскохозяйственных тракторных шин численным методом. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Сер. Математичне моделювання в техніці та технологіях. Харків: НТУ «ХПІ». 2015. № 6 (1115). С. 114 – 121.

References (transliterated):

1. DSTU ISO 2631-5:2019 Vibratsiya ta udar mekhanichni. Otsinyuvannya vplyvu zahal'noyi vibratsiyi na lyudynu. Chastyna 5. Metod otsinyuvannya vibratsiyi, yaka mistyt' bahatorazovi udarni impul'sy [Vibration and shock are mechanical. Assessment of the impact of general vibration on a person. Part 5. Method of assessment of vibration containing repeated shock pulses] (ISO 2631-5:2018, IDT). SE "UkrNDNC", 2020. (State Standard of Ukraine).
2. Kozhushko A.P. Eksperymental'ni doslidzhennya erhonomichnykh vlastyvostey kolisnykh traktoriv z ahrehatamy zminnoyi masy [Experimental studies of ergonomic properties of wheeled tractors with variable mass units]. *Avtomobil'nyu transport [Automobile transport]*. 2019. no 45. pp. 38 – 45. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2019.45.0.38>.
3. Kalchenko B.I., Rebrov O.Yu., Mamontov A.G., Kozhushko A.P., Yakunin M. Ye. Dynamika rukhu kolisnykh traktoriv : monohrafiya [Dynamics of movement of wheeled tractors: monograph]. Kharkiv: Miroshnychenko O.A., 2021. 320 p.

4. Kabir M. S. N., Chung S. O., Kim Y. J. [et al.] Measurement and evaluation of whole body vibration of agricultural tractor operator. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2017. no 10(1). pp. 248 – 255. <https://doi.org/10.3965/j.ijabe.20171001.2113>.
5. Singh A., Samuel S., Singh H., Singh J., Prakash C., Dhahi Y.K. Whole body vibration exposure among the tractor operator during soil tillage operation: an evaluation using ISO 2631-5 standard. *Shock and Vibration*. 2022. Vol. 2022. 8 p. <https://doi.org/10.1155/2022/6412120>.
6. Kalchenko B.I., Rebrov O.Yu., Kozhushko A.P., Mamontov A.G. *Plavnist' rukhu yak skladova dynamiky traktora : monohrafiya [Smoothness of movement as a component of tractor dynamics: monograph]*. – Kharkiv: FOP Panov A.M., 2018. 164 p.
7. Hansson P.-A. Optimization of agricultural tractor cab suspension using the evolution method. *Computers and Electronics in Agriculture*. 1995. no 12(1). pp. 35 – 49. [https://doi.org/10.1016/0168-1699\(94\)00036-P](https://doi.org/10.1016/0168-1699(94)00036-P).
8. Sim K., Lee Hw., Yoon J.W., Choi Ch., Hwang S.-H. Effectiveness evaluation of hydro-pneumatic and semi-active cab suspension for the improvement of ride comfort of agricultural tractors. *Journal of Terramechanics*. 2017. no 69. pp. 23 – 32. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2016.10.003>.
9. Mohammadikia R., Aliasghary M. Design of an interval type-2 fractional order fuzzy controller for a tractor active suspension system. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2019. no 167. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2019.105049>.
10. Caffaro F., Cremasco M.M., Preti Chr., Cavallo Eu. Ergonomic analysis of the effects of a telehandler's active suspended cab on whole body vibration level and operator comfort. *International Journal of Industrial Ergonomics*. 2016. no 53. pp. 19 – 26. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2015.10.009>.
11. Oh J., Chung W.-J., Han H.-W., Kim J.-T., Son G.-H., Park Y.-J. Evaluation of tractor ride vibrations by cab suspension system. *Transactions of the ASABE*. 2020. no 63(5). pp. 1465 – 1476. <https://doi.org/10.13031/trans.13795>.
12. Mamontov A.G., Kozhushko A.P., Rebrov O.Yu. Formuvannya matematychnoyi modeli dynamichnoyi navantazhenosti khodovoyi systemy kolisnoho traktora z napivprychipnym ahrehatom [Formation of a mathematical model of the dynamic load of the running system of a wheeled tractor with a semi-trailer unit]. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Ser: Novi rishennya v suchasnykh tekhnolohiyakh [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser: New solutions in modern technologies]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2019. no 1. pp. 29 – 41. <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2019.01.04>.
13. Bonan Q., Zeng R., Li X., Yang J. Design and Performance Analysis of the Hydropneumatic Suspension System for a Novel Road-Rail Vehicle. *Applied Sciences*. 2021. no 11(5). pp. 2221. <https://doi.org/10.3390/app11052221>.
14. Rebrov A.Yu. Identifikatsiya sel'skokhozyaystvennykh traktornykh shin chislennym metodom [Identification of agricultural tractor tires by numerical method]. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Ser. Matematychno modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser. Mathematical modeling in engineering and technology]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2015. no 6 (1115). pp. 114 – 121.

Надійшла (received): 10.12.2022 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Кожушко Андрій Павлович (Andrii Kozhushko) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4725-5911>; e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com

Кальченко Борис Іванович (Boris Kalchenko) – 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

Янчик Олександр Григорович (Alexander Yanchyk) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри безпеки праці та навколишнього середовища, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1214-4883>; e-mail: alex_yanchik@ukr.net

Кобець Геннадій Олександрович (Hennadii Kobets) – магістрант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри безпеки праці та навколишнього середовища, м. Харків, Україна. e-mail: hennadii.kobets@mit.khpi.edu.ua

***В. О. КОВАЛЕНКО, О. О. КОВАЛЕНКО, В. В. СТРИЖАК, В. П. СВІРГУН,
М. Г. СТРИЖАК***

ОПТИМІЗАЦІЯ КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМОМ ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА

В статті розглянуто оптимальне за швидкістю оптимальне керування механізмом повороту баштового крану. Складена розрахункова схема за якою отримана математична модель, що описує роботу системи стрілового поворотний кран – вантаж. Отримано розв'язок системи рівнянь та обрано фазові координати, за якими досліджується рух розглядуваної механічної системи. За допомогою принципу максимуму обґрунтовано закони зміни параметру керування, що враховує крутний момент двигуна та оптимальний за швидкістю закон руху механізму повороту, що є основною науковою новизною даної статті. На прикладі крану на колоні вантажопідйомністю 5 т розраховано фазові траєкторії і побудовано графіки зміни динамічних характеристик оптимального за швидкістю руху механізму повороту.

Ключові слова: баштовий кран, механізм повороту, оптимальне керування, принцип максимуму.

V. KOVALENKO, O. KOVALENKO, V. STRYZHAK, V. SVIRGUN, M. STRYZHAK

OPTIMIZATION OF TOWER CRANE SLEWING MECHANISM CONTROL

The article considers the optimal speed-optimal control of the tower crane turning mechanism. A calculation scheme has been compiled according to which a mathematical model has been obtained that describes the operation of the boom rotary crane - cargo system. Solutions of the system of equations are obtained and phase coordinates are chosen, according to which the motion of the considered mechanical system is studied. Using the maximum principle, the laws of change of the control parameter are substantiated, taking into account the engine torque and the speed-optimal law of motion of the turning mechanism, which is the main scientific novelty of this article. On the example of a crane on a column with a lifting capacity of 5 tons, phase trajectories are calculated and graphs are plotted for changing the dynamic characteristics of the rotation mechanism that is optimal in terms of speed.

Keywords: tower crane, slewing mechanism, optimal control, maximum principle.

Вступ і обґрунтування актуальності. Задача керування крановими механізмами з досягненням оптимальних характеристик за різними параметрами налічує кілька десятиліть і вирішується багатьма авторами в різних постановках. На сьогодні актуальність даної задачі залишається високою через значні можливості сучасної керуючої та приводної мікропроцесорної техніки, а також через високі вимоги до ефективності роботи кранів: збільшення робочих швидкостей, висоти піднімання, прискорень, кількості робочих циклів за одиницю часу. Для вантажопідйомних машин з гнучким канатом завдання оптимального керування нерозривно пов'язана із задачею приведення вантажу в точку позиціонування без розгойдування, оскільки заспокоєння вантажу може займати суттєву частину часу робочого циклу механізму і знижувати продуктивність крану.

Огляд досліджень. Проблема оптимального керування механізмами вантажопідйомних машин досліджується вже кілька десятиліть. Велика актуальність даної теми призводить до появи все нових і нових рішень в різних постановках і з урахуванням все нових і нових факторів. Серед досліджень, що присвячені стріловим кранам можна виділити наступні. В статті [1] пропонується здійснювати швидке позиціонування закріпленого на гнучкому підвісі вантажу стрілового крана зі зменшенням енергетичних втрат у приводі з використанням методів лінійної алгебри. Під час досліджень математична модель описувалася із рівняннями подвійного математичного маятника. В статті [2] основна увага приділялася величині втрат електричної енергії в електроприводі лебідки підйому вантажу стрілового крана. Виконано розробку математичної моделі із можливістю рекуперації електроенергії. Теоретичні розрахунки підтверджено експериментальними дослідженнями. У науковій праці [3] авторами основна увага була приділенню визначенню оптимального режиму руху механізму повороту стрілового крана, який дозволяють усувати коливання закріпленого на гнучкому підвісі вантажу під час перехідних режимів руху (пуск, гальмування). Однак у дослідженні [3] не

враховано дію вітрових поривів на закріпленій на гнучкому підвісі вантаж. У статті [4] авторами виконано мінімізацію енергетичних втрат в асинхронному частотно-керованому електроприводі механізму приводу вантажного візка баштового крана. Для оптимізації було використано модифікований метод ME-PSO. Величина енергетичних втрат порівнювалася із прямим пуском та пуском при стандартно налаштованих параметрах частотного перетворювача. В статтях [5-6] авторами розроблено систему не лінійного керування контролером зі зворотнім зв'язком на чотири ступені вільності для морського стрілового крана. Пропоноване керування має можливість мінімізувати розгойдування вантажу, які спричинені від перехідних режимів руху та безпосередньо від розгойдування судна на якому цей кран знаходиться. Однак у пропонованому оптимальному керуванні не враховується відрові пориви, які можуть діяти на вантаж. В статті [7] автором представлено систему керування коливаннями вантажу для покращення роботи кранівника. Основою системи є визначення кута маятника за допомогою нижнього блоку, до якого приєднано інерційний вимірювальний блок, разом із відповідним моделюванням. Таким чином в конструкції крана реалізується активне керування вантажем. Робота машини можлива лише в тому випадку, якщо положення вантажу відомо в реальному часі. Рухи можна виконувати безпечно та з невеликими коливаннями. У статті [8] розповідається про розробку контролера для допомоги в реальному часі оператору баштового крана. Метою роботи контролера є відстеження опорної швидкості роботи оператора, гарантуючи при цьому відсутність хитання, тобто небажаних залишкових коливань вантажу. Для роботи пропонованого контролера використовуються лише вбудовані кранові датчики. У праці [9] представлена модель керування самомонтуючим баштовим краном. Представлена гнучка багатокорпусна модель, виводиться і виконується модальний аналіз. Результати порівнюються з даними вимірювань промислового баштового крана. У роботі [10] на основі лінеаризованих рівнянь Лагранжа отримано модель, що описує коливання сферичного маятника. Однак залишається недостатньо вивченим питання оптимального за швидкістю керування. В роботі [11] проведено аналіз різних підходів до вирішення цього питання, але аналіз проведено для візків мостових кранів, в яких рух відбувається лінійно. Для стрілових кранів ця задача потребує окремого розгляду.

Мета: знайти такі закони керування механізмом повороту стрілового крану, щоб повернути кран з вантажем за мінімально можливий час на заданий кут φ , причому в кінці робочого циклу вантаж не повинен розгойдуватися.

Результати досліджень. Теоретичні засади пошуку законів оптимального керування стріловими кранами. Для вирішення задачі оптимального керування механізмом повороту баштового крану з частотним приводом прийнято двомасову розрахункову схему системи стріловий кран - вантаж рис. 1.

Введемо наступні спрощуючі припущення:

- будемо розглядати лише відхилення вантажу у вертикальній площині, дотичній до траєкторії обертання точки підвісу. Відхиленням вантажу у вертикальній площині, перпендикулярній до дотичної знехтуємо. Таке припущення є актуальним для великої кількості різновидів баштових кранів через малу швидкість повороту стіли (до 1 об/хв в більшості випадків), а також через більшу жорсткість поліспасти в напрямку вздовж стріли;
- сумарні, приведені до вісі обертання крана, моменти інерції електродвигуна, башти та стріли більше моменту інерції вантажу, приведеного до тої самої вісі обертання $J > mr^2$, що має місце в реальних конструкціях. Таке припущення важливе з точки зору керованості системи і впливу точки підвішування вантажу на його рух.
- кутова швидкість обертання крану є обмеженою і зростає до величини $\dot{\varphi}_{nom}$ – швидкості усталеного руху. Накладання цього обмеження є важливим оскільки в переважній більшості випадків впродовж робочого циклу механізм повороту крану досягає номінальної швидкості і працює на ній деякий час.

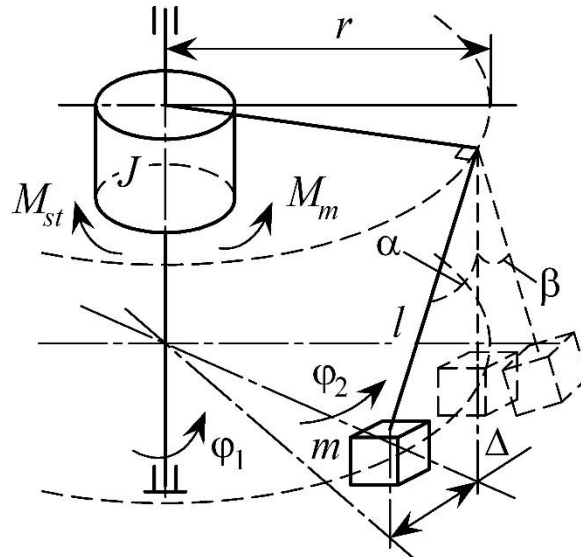


Рис. 1 – Розрахункова схема системи стріловий кран - вантаж

J – сумарні, приведені до вісі обертання крана, моменти інерції електродвигуна, башти та стріли; m – маса вантажу; l – довжина гнучкого підвісу вантажу; r – виліт стріли; Δ – різниця горизонтальних координат вантажу і точки підвісу у вертикальній площині, дотичній до траєкторії обертання точки підвісу; α – кут відхилення вантажу у вертикальній площині, дотичній до траєкторії обертання точки підвісу; β – кут відхилення вантажу у вертикальній площині, перпендикулярній до дотичної; M_{st} – статичний момент опору обертання механізму повороту; M_m – приводний момент двигуна механізму повороту крана; φ_1 , φ_2 – кутові переміщення крана і вантажу відповідно.

Рух механічної системи стріловий кран – вантаж (рис. 1) описується диференціальними рівняннями:

$$\begin{cases} J\ddot{\varphi}_1 + M_{st} + \frac{mg}{l}r^2(\varphi_1 - \varphi_2) = M_m \\ mr^2\ddot{\varphi}_2 - \frac{mg}{l}r^2(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

де: $\ddot{\varphi}_1$, $\ddot{\varphi}_2$ – прискорення відповідних мас; m – маса вантажу; l – довжина гнучкого підвісу вантажу; J – сумарний момент інерції електродвигуна, башти, стріли, приведені до вісі обертання крана; M_{st} – статичний момент опору обертання механізму повороту

Завдання синтезу законів руху механізму з оптимальною швидкістю розв'язується методами теорії оптимального керування, а саме за допомогою принципу максимуму. Закон оптимального керування шукатимемо на основі параметру керування, що представляє собою функцію зміни в часі крутного моменту двигуна $M_m = f(t)$. Крутний момент двигуна можна збільшувати до критичного значення, після якого відбувається «перекидання». Тому введемо відповідне обмеження. Формою зміни крутного моменту впродовж розгону знехтуємо і перейдемо до поняття середньопускового моменту, що традиційно використовується в розрахунках кранових механізмів. Тоді обмеження прийме наступний вигляд:

$$(M_{al} = f(t)) < K,$$

де K – допустиме значення моменту двигуна; M_{al} – середньо-пусковий момент двигуна.

Для системи рівнянь (1) робимо заміну змінних $\varphi_1 = y_1$; $\dot{\varphi}_1 = y_2$; $\varphi_2 = y_3$; $\dot{\varphi}_2 = y_4$; $y^t = (y_1, y_2, y_3, y_4)$ і отримуємо систему диференціальних рівнянь нижчого порядку:

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = y_2 \\ y_2 = -\frac{mr^2 g}{Jl} y_1 + \frac{mr^2 g}{Jl} y_3 + U \\ \dot{y}_3 = y_4 \\ y_4 = \frac{g}{l} y_1 - \frac{g}{l} y_3 \end{cases} \quad (2)$$

де $U = \frac{M_{al} - M_{st} \text{sign}\varphi_1}{J}$ – керуючий параметр системи (2).

Відповідна сполучена система має вигляд (3):

$$\begin{cases} \eta_1 = \frac{mr^2 g}{Jl} \eta_2 - \frac{g}{l} \eta_4 \\ \eta_4 = -\mu_3 \\ \eta_3 = -\frac{mr^2 g}{Jl} \eta_2 + \frac{g}{l} \eta_4 \\ \eta_4 = -\mu_3 \end{cases} \quad (3)$$

Загальний розв'язок системи (3)

$$\eta^T = (\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4)$$

$$\begin{cases} \eta_1 = -c_2 - c_3 \lambda \cos(\lambda t + \alpha) \\ \eta_2 = c_1 + c_2 t + c_3 \sin(\lambda t + \alpha) \\ \eta_3 = -\frac{mr^2}{J} c_1 + c_3 \lambda \cos(\lambda t + \alpha) \\ \eta_4 = \frac{mr^2}{J} c_1 + \frac{mr^2}{J} c_2 t - c_3 \sin(\lambda t + \alpha) \end{cases} \quad (4)$$

де: $c_1, c_2, c_3, c_4, \alpha$ – довільні постійні

$$\lambda = \sqrt{\frac{mr^2 g}{Jl} + \frac{g}{l}}$$

Задамо початкові координати системи: $y_1 = \varphi_0, y_2 = 0, y_3 = \varphi_0, y_4 = 0$, при яких $\varphi_0 \geq 0$, де φ_0 – початкова координата шляху двомасової системи. За цільовий стан приймемо початок координат фазового простору системи (2). Складемо функціонал $M(y(t), \eta(t), U(t))$ згідно принципу максимуму для системи (2). Функція Гамільтона прийме вигляд:

$$H = \eta_1 y_2 + \eta_2 \left(-\frac{mr^2 g}{Jl} y_1 + \frac{mr^2}{J} y_3 + U \right) + \eta_3 y_4 + \eta_4 \left(\frac{g}{l} y_1 - \frac{g}{l} y_3 \right).$$

Виконання умови $H = H_{\max}$ відбувається при $U = \max(U \operatorname{sign}(\eta_2))$. Тоді параметр керування приймає вигляд:

при $y_2 < 0$:

$$U_1 = \frac{M_{st} - M_{al}}{J} \quad (5.1) \text{ або}$$

$$U_2 = \frac{M_{st} + M_{al}}{J} \quad (5.2),$$

при $y_2 > 0$ з

$$U_3 = \frac{M_{st} + M_{al}}{J} \quad (5.3), \text{ або}$$

$$U_3 = \frac{M_{al} - M_{st}}{J} \quad (5.4).$$

Розв'язок системи (2) при довільних U і початковому стані $y_0^t = (y_{01}, y_{02}, y_{03}, y_{04})$ має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} y_1(t) = b_1 + b_2 t - b_3 \frac{mr^2}{J} \cos \lambda t - b_4 \frac{mr^2}{J} \sin \lambda t + \\ \quad + \int_0^t \left[\frac{g}{l\lambda^2} (t - \tau) + \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{g}{l\lambda^3} \right) \sin \lambda (t - \tau) \right] U(\tau) d\tau \\ y_2(t) = b_2 + b_3 \lambda \frac{mr^2}{J} \sin \lambda t - b_4 \lambda \frac{mr^2}{J} \cos \lambda t + \\ \quad + \int_0^t \left[\frac{g}{l\lambda^2} + \left(1 - \frac{g}{l\lambda^2} \right) \cos \lambda (t - \tau) \right] U(\tau) d\tau \\ y_3(t) = b_1 + b_2 J + b_3 \cos \lambda t + b_4 \sin \lambda t + \\ \quad + \int_0^t \left[\frac{g}{l\lambda^2} (t - J) - \frac{g}{l\lambda^3} \sin \lambda (t - \tau) \right] U(\tau) d\tau \\ y_4(t) = b_2 - b_3 \lambda \sin \lambda t + b_4 \lambda \cos \lambda t + \\ \quad + \int_0^t \left[\frac{g}{l\lambda^2} - \frac{g}{l\lambda^2} \cos \lambda (t - \tau) \right] U(\tau) d\tau \end{array} \right. \quad (6)$$

де:

$$b_1 = y_{03} \frac{mr^2}{J + mr^2} + y_{01} \frac{J}{J + mr^2}$$

$$b_2 = y_{04} \frac{mr^2}{J + mr^2} + y_{02} \frac{J}{J + mr^2}$$

$$b_3 = (y_{03} - y_{01}) \frac{J}{J + mr^2}$$

$$b_4 = (y_{04} - y_{02}) \frac{J}{J + mr^2} \cdot \frac{1}{\lambda}$$

З системи (6) знаходимо результат інтегрування:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 y_1(t) = b_1 + b_2 t + \frac{g}{2l\lambda^2} t^2 U_i - b_3 \frac{mr^2}{J} \cos \lambda t - \\
 \quad - b_4 \frac{mr^2}{J} \sin \lambda t - \frac{g}{l\lambda^4} U_i (1 - \cos \lambda t) + \frac{U_i}{\lambda^2} (1 - \cos \lambda t) \\
 y_2(t) = b_2 + b_3 \lambda \frac{mr^2}{J} \sin \lambda t - b_4 \lambda \frac{mr^2}{J} \cos \lambda t + \frac{gU_i}{l\lambda^2} - \\
 \quad - \frac{gU_i}{l\lambda^3} \sin \lambda t + \frac{U_i}{\lambda} \sin \lambda t \\
 y_3(t) = b_1 + b_2 t + b_3 \cos \lambda t + b_4 \sin \lambda t + \frac{gU_i}{2\lambda^2 l} t^2 - \frac{gU_i}{l\lambda^4} (1 - \cos \lambda t) \\
 y_4(t) = b_2 - b_3 \lambda \sin \lambda t + b_4 \lambda \cos \lambda t + \frac{gU_i}{l\lambda^2} - \frac{gU_i}{l\lambda^3} \sin \lambda t
 \end{array} \right. \quad (7)$$

Використовуючи рівняння параметрів керування (5.1 – 5.4) знаходимо рівняння руху системи по траєкторіям фазової площини в обраних координатах:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \left(\lambda \left(y_3 - y_1 + \frac{M_{st} - M_{al}}{J\lambda^2} \right) \right)^2 + (y_2 - y_4)^2 = \\
 = \left(b_3 \lambda^3 \frac{l}{g} \right)^2 + \left(b_4 \frac{l}{g} \lambda^3 \right)^2 + \left(\frac{M_{st} - M_{al}}{J\lambda} \right)^2 + 2b_3 \frac{l}{g} \cdot \frac{M_{st} - M_{al}}{J} \lambda^2 \\
 \left(\lambda \left(y_3 - y_1 + \frac{M_{st} + M_{al}}{J\lambda^2} \right) \right)^2 + (y_2 - y_4)^2 = \\
 = \left(b_3 \lambda^3 \frac{l}{g} \right)^2 + \left(b_4 \frac{l}{g} \lambda^3 \right)^2 + \left(\frac{M_{st} + M_{al}}{J\lambda} \right)^2 + 2b_3 \frac{l}{g} \cdot \frac{M_{st} + M_{al}}{J} \lambda^2 \\
 \left(\lambda \left(y_3 - y_1 - \frac{M_{st} + M_{al}}{J\lambda} \right) \right)^2 + (y_2 - y_4)^2 = \left(b_3 \lambda^3 \frac{l}{g} \frac{M_{st} + M_{al}}{J\lambda} \right)^2 + \left(b_4 \frac{l}{g} \lambda^3 \right)^2 \\
 \left(\lambda \left(y_3 - y_1 + \frac{M_{al} - M_{st}}{J\lambda^2} \right) \right)^2 + (y_2 - y_4)^2 = \left(b_3 \lambda^3 \frac{l}{g} + \frac{M_{al} - M_{st}}{J\lambda} \right)^2 + \left(b_4 \lambda^3 \frac{l}{g} \right)^2
 \end{array} \right. \quad (8)$$

Траєкторіями цих рівнянь в системі координат $(\xi_1; \xi_2)$; є кола з центрами:

$$O_1 \left(\frac{M_{al} - M_{st}}{J\lambda}, 0 \right); O_2 \left(-\frac{M_{al} + M_{st}}{J\lambda}, 0 \right); O_3 \left(\frac{M_{al} - M_{st}}{J\lambda}, 0 \right); O_4 \left(-\frac{M_{al} + M_{st}}{J\lambda}, 0 \right)$$

По цих траєкторіях рухається фазова точка з кутовою швидкістю λ в напрямку проти часової стрілки.

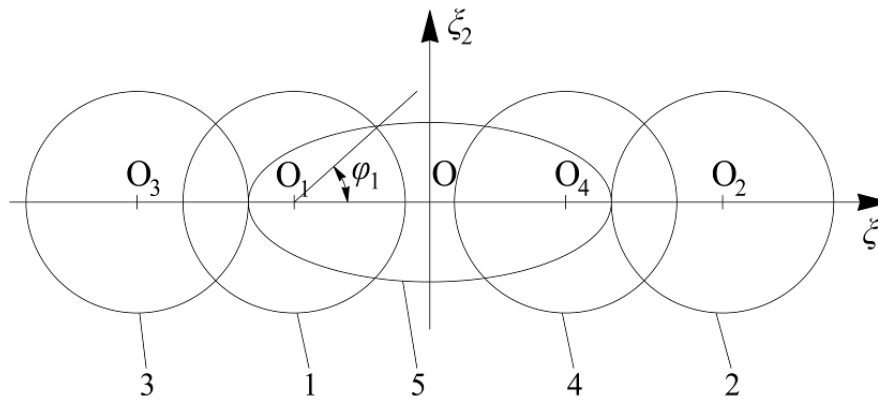


Рис. 2 – Проекції фазової траєкторії при русі без обмежень на величину Δ .

O_1 – центр розгону при русі в прямому напрямку; O_2 – центр гальмування при русі в прямому напрямку; O_3 – центр гальмування в зворотному напрямку руху; O_4 – центр розгону в зворотному напрямку руху. 1 – траєкторія розгону при русі в прямому напрямку; 2 – траєкторія гальмування при русі в прямому напрямку; 3 – траєкторія гальмування при русі в зворотному напрямку; 4 – траєкторія розгону при русі в зворотному напрямку; 5 – траєкторія руху з рівномірною швидкістю

Якщо жодних додаткових обмежень на систему не накладається і робочий цикл не передбачає руху з рівномірною швидкістю, то система повинна перейти з траєкторії 1 на траєкторію 2. Однак ці траєкторії не завжди мають спільні точки, оскільки в кінці робочого циклу система повинна потрапити в початок координат фазового простору. Тому перехід з одного кола на інше відбувається через додаткові траєкторії гальмування і розгону. На практиці це означає, що для того щоб привести систему в цільовий стан, на етапі гальмування з'являється короткий етап розгону.

В умовах, коли механізм повороту досягне номінальної швидкості при розгоні, в робочому циклі механізму з'являється етап руху з постійною швидкістю. Закон керування, що забезпечує такий рух:

$$U(t) = -\frac{mr^2 g}{Jl} \left[(y_{03} - y_{01}) \cos \mu t + (y_{04} - y_{02}) \frac{\sin \mu t}{\mu} \right]$$

$$\mu = \sqrt{\frac{g}{l}}$$

На фазовій площині $(\xi_1; \xi_2)$ такому руху відповідає траєкторія у формі еліпса з центром в початку координат. Відмінність від випадку з рухом без етапу рівномірного ходу полягає в тому, що перехід на траєкторію гальмування, яка приведе систему в початок координат треба здійснити з еліпсу, а не з кола. Процес гальмування залишається аналогічним і містить етап короткого розгону, який в свою чергу може також закінчуватись переходом на рух з усталеною швидкістю.

На рух системи може накладатися додаткове обмеження – на величину кута відхилення вантажу, який може виходити за нормативні значення через швидкий розгін або несприятливе співпадіння фази коливань і керуючої дії.

Відхилення вантажу позначимо як Δ , яке при постійній довжині канату l буде визначатись виразом $\Delta = r(\varphi_1 - \varphi_2)$. Умова обмеження відхилення вантажу позначатиметься виразом $|\Delta| \leq \Delta_0$. Якщо умова виконується, то вищезазначені обмеження можуть виявитись несуттєвими, і задача приводиться до розглянутих вище прикладів. Виходячи з визначення відхилення вантажу, запишемо умову руху фазової точки в обраній системі координат:

$$\begin{cases} y_1 - y_3 = -\Delta_0 \\ y_2 - y_4 = 0 \end{cases}$$

За таких умов, для уникнення появи відхилення вантажу більшого ніж допустиме, на етапі розгону може з'явитись етап короткого гальмування.

Завдяки фазовій площині і розрахованим траєкторіям руху фазової точки можна знайти таке керування системи, яке буде забезпечувати оптимальну швидкодію, приводити систему в цільовий стан – задану координату із заспокоєними коливаннями вантажу, з усіма обмеженнями накладеними на рух цієї системи.

Не дивлячись на те, що при побудові математичної моделі механізму повороту крану канати вважаються абсолютно гнучкими, в реальних конструкціях має місце деяке згасання розгойдування вантажу. Взяття до уваги цього явища може підвищити точність моделі і точність приведення вантажу в цільовий стан, однак на загальний алгоритм пошуку оптимального керування не впливає. Очевидно, що форма траєкторій, за якими рухається точка на фазовому просторі буде дещо порушена, оскільки в кожен момент часу різниця між змінними y_1 та y_3 , y_2 та y_4 буде зменшуватись. Найбільш відчутний ефект настає на етапі рівномірного руху, коли фазова точка рухається по еліпсу. Якщо вантаж встигає зробити кілька коливань їх амплітуда зменшується і еліпс перетворюється в спіраль за якою фазова точка повільно спрямовується до початку координат

Чисельний експеримент з реалізації оптимального керування на натурному крані.

Приклад реалізації описаних вище теоретичних засад оптимального за швидкодією керування з усуненням коливань вантажу розглянемо на прикладі лабораторного крану на колоні вантажопідйомністю 5 т кафедри «Підйомно-транспортні машини і обладнання» НТУ «ХП» (рис. 3, а). Кран обладнаний системою керування з частотним приводом (рис. 3, б).

Для реалізації автоматичного оптимального керування застосовуються пакети прикладних програм для виконання наступних завдань:

- розрахунку оптимальної траєкторії руху (моментів часу для переключень приводу в режими розгону, рівномірного ходу і гальмування)
- програм, які безпосередньо керують частотним перетворювачем приводу механізму повороту крану.

Параметри крану – вихідні дані для розрахунку оптимального керування наведені в таблиці 1. Прийнята маса вантажу, довжина підвісу вантажу і заданий кут повороту крану обрані таким чином, щоб відповідати найбільш ймовірним значенням цих параметрів, якщо б даний кран експлуатувався в реальних умовах такому режимі роботи, який найбільш притаманний кранам даного типу і призначення. Інші параметри визначені розрахунковим шляхом. Моменти двигуна і статичного опору приведені до вісі обертання крану.

Кран повинен повернутись на заданий кут за найкоротший проміжок часу таким чином, щоб в кінці руху вантаж не розгойдувався.

На рис. 4 показана траєкторія руху точки у фазовому просторі. Потрапляння вантажу в кінцеву точку за мінімальний час має відбуватися по траєкторії, яка складається з наступних етапів – розгону рівномірного ходу, гальмування, короткого розгону і остаточного гальмування. Через врахування згасання коливань вантажу, еліптична траєкторія руху фазової точки під час рівномірного руху має форму спіралі. Кількість кроків спіралі відповідає кількості коливань вантажу, що видно з рис. 5, де представлено зміну в часі кутів повороту ϕ_1 , і ϕ_2 , швидкостей крану і вантажу $\dot{\phi}_1$, і $\dot{\phi}_2$, кута відхилення канату α , та крутного моменту двигуна M_m . Впродовж розгонів крутний момент приймає найбільше значення і дорівнює середньопусковому моменту M_{al} . Це забезпечує найбільш швидкий розгін і досягнення номінальної швидкості. Швидкість крану при цьому змінюється нелінійно, оскільки на неї має вплив низькочастотне коливання вантажу. На етапі рівномірного ходу крутний момент двигуна є змінним. Його значення коливається в залежності від розгойдування

вантажу, щоб забезпечити усталений рух з найбільш можливою на даному етапі швидкістю – номінальною швидкістю рівномірного ходу. На практиці частотно-регульований привід може реалізувати цей режим за допомогою відповідних налаштувань. Наприкінці робочого циклу і вантаж і кран повернулись на однаковий заданий кут. Кут відхилення вантажу при цьому приходить в нуль і надалі залишається на цьому значенні. На етапі гальмування крутний момент двигуна приймає значення M_m . Оскільки механізм повороту розглядуваного крану не обладнаний гальмом, зменшення швидкості відбувається за рахунок моменту статичного опору. Зниження швидкості можна також забезпечувати і за рахунок частотного перетворювача, щоб досягти максимальної відповідності реального процесу гальмування розрахунковому. В процесі гальмування присутній короткий етап розгону під час якого швидкість не досягає номінального значення, а крутний момент двигуна знов приймає значення середньопускового моменту.

Перевагою даного способу керування є його максимально швидкодія, оскільки на всіх етапах робочого циклу механізм повороту рухається з найбільш можливою швидкістю або прискоренням. Кількість перемикачів приводу при цьому мінімальна.

В розглянутому прикладі розрахунку законів керування вважалось, що на початку руху швидкість вантажу $\dot{\varphi}_2$ і кут відхилення дорівнює нулю. Тобто вантаж нерухомо висить на канаті, що на практиці зустрічається рідко. Крім того, під час руху можуть виникати випадкові впливи, найбільш суттєвим з яких є вітрове навантаження, оскільки баштові крани працюють на відкритому повітрі. Ці фактори можуть призвести до того, що фактичний фазовий стан системи буде відрізнитись від розрахункового і, як результат, система не досягне розрахункового стану. Помилка керування призводить до того, що вантаж не опиняється в заданій точці або після зупинки залишаються остаткові розгойдування вантажу. Ще однією причиною відхилення фактичних параметрів системи від розрахункових є неточність визначення параметрів системи поворотний кран – вантаж, в першу чергу, довжини підвісу вантажу.

Врахування ненульових початкових фазових координат та стійкість до випадкових впливів і неточностей у визначенні параметрів системи може бути напрямком подальших досліджень.

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку законів оптимального керування

Параметр	Позначення	Величина
момент інерції [кг]	J	$180 \cdot 10^3$
маса вантажу [кг]	m_1	1500
середньопусковий момент [Н·м]	M_{al}	1120
статичний опір [Н·м]	M_{st}	560
довжина підвісу [м]	l	6
прискорення вільного падіння [м/с^2]	g	9,81
заданий кут повороту [рад]	φ_1, φ_2	0,824

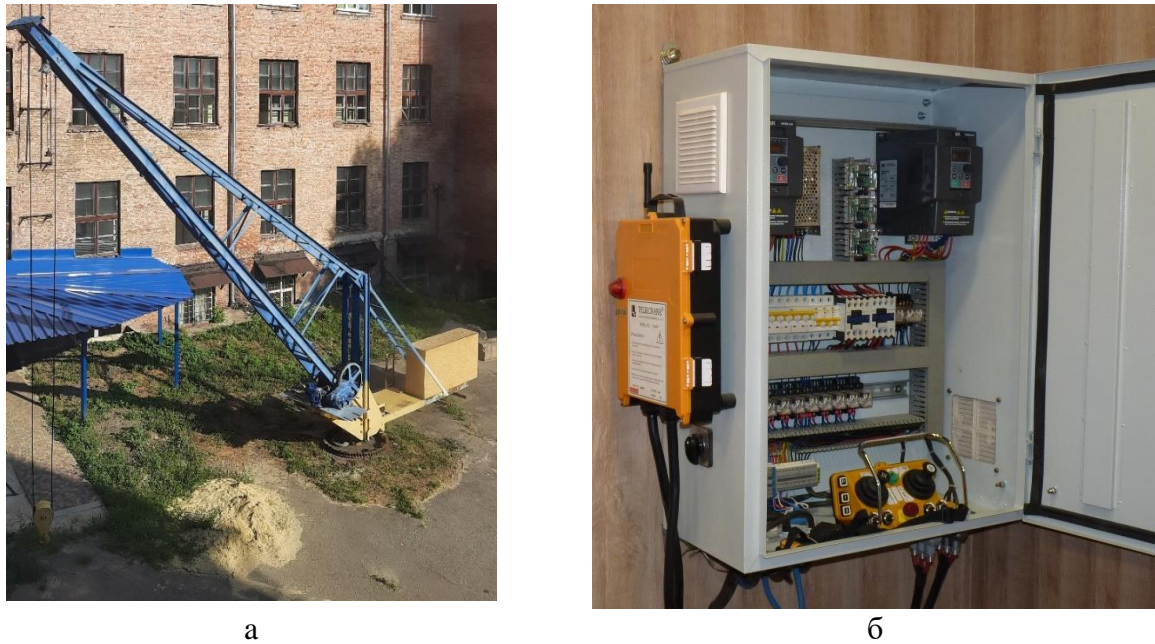


Рисунок 3 – Лабораторний кран для розрахунку законів оптимального керування

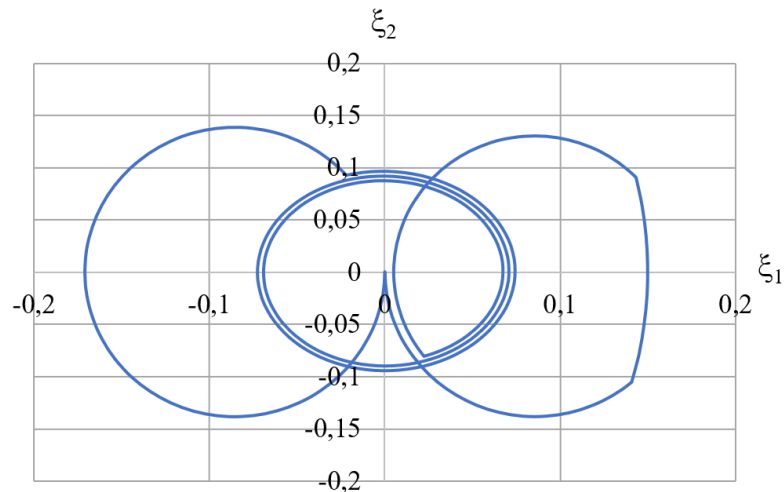


Рисунок 4 – Траєкторія руху фазової точки оптимального за швидкодією повороту крану на колоні вантажопідйомністю 5 т

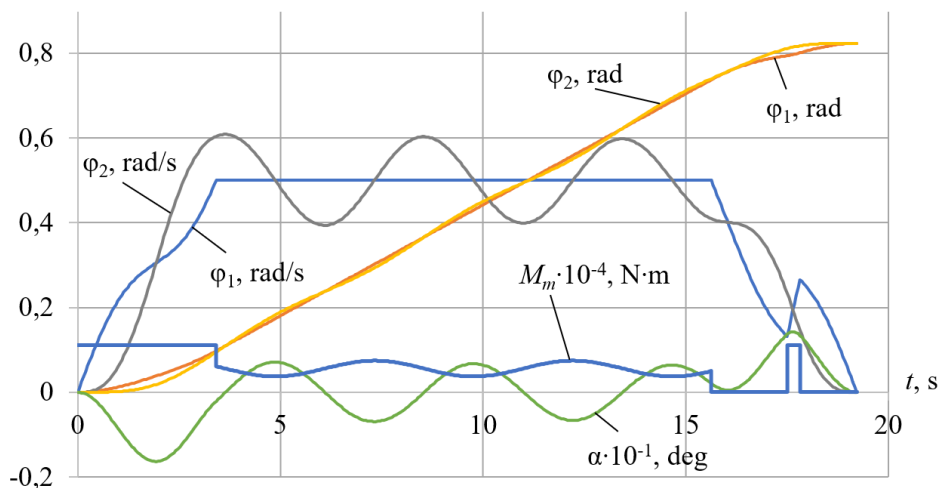


Рисунок 5 – Зміна в часі розрахункових динамічних характеристик руху крану на колоні

Висновки. В статті розв'язана задача знаходження законів керування механізмом повороту стрілового крану. Кран з вантажем виконує поворот за мінімально можливий час на заданий кут φ , причому в кінці робочого циклу вантаж не розгойдується. Розроблена розрахункова схема стрілового крану і складено систему рівнянь, що описують її рух. Знайдено аналітичний розв'язок системи і описано алгоритм знаходження оптимального за швидкодією керування. Розраховано закон оптимального руху механізму повороту лабораторного стрілового крану вантажопідйомністю 5 т впродовж робочого циклу.

Список літератури:

1. Sun N., Wu Y., Chen H., Fang Y. An energy-optimal solution for transportation control of cranes with double pendulum dynamics: Design and experiments. *Mechanical Systems and Signal Processing*. Vol. 102. 2018. Pp. 87–101.
2. He J., Chen Y., Wu K., Zhao Y., Wang Z., Chen Z. Energy flow analysis of crane hoisting system and experimental of potential energy. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*. 2018. Vol. 48. Issue 4. Pp. 1106-1113.
3. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Кадикало І. О. Оптимізація режимів руху механізмів обертання вантажопідйомних кранів. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК. Київ, 2017. Вип. 262. С. 177–190.*
4. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Стехно О.В. Оптимізація режиму пуску механізму зміни вильоту вантажу баштового крана. *Підйомно-транспортна техніка. Одеса, 2020. Вип. 1 (62), С. 4-18.*
5. Qian Y., Fang Y., Lu B. Adaptive repetitive learning control for an offshore boom crane. *Automatica*. 2017. Vol. 82. №. 8. Pp. 21–28.
6. Sanfilippo F., Hatledal L. I., Styve A., Pettersen K. Y., Zhang H. Integrated flexible maritime crane architecture for the offshore simulation centre AS (OSC): A flexible framework for alternative maritime crane control algorithms. *IEEE J. Ocean. Eng.* 2016. Vol. 41. №. 2. Pp. 450–461.
7. Englert T. Lastpendeldämpfung für Turmdrehkrane. 30. Internationale Kranfachtagung 2022. *Kran 4.0. Erfolge der Digitalisierung Herausgegeben als Begleitband zur gleichnamigen Fachtagung am 11. und 12. Juli 2022 in Magdeburg*. Pp. 41-49.
8. Bonnabel, S.; Claeys, X.: The Industrial Control of Tower Cranes: An Operator-in-the-Loop Approach. *IEEE Control Systems Magazine Ausgabe*. Vol. 40 (5). 2020. Pp. 27-39.
9. Thomas, M.; Sawodny, O.: A model to control self-erecting tower cranes with lastic structure. *IFAC-PapersOnLine Ausgabe*. Vol. 53 (2). 2020. Pp 8947-8952.
10. Perig A. V., Stadnik A. N., Deriglazov A. I. Spherical pendulum small oscillations for slewing crane motion. *Hindawi Shock and Vibration*. 2014. Vol. 2. P. 24-31.
11. Grigorov, O., Druzhynin, E., Anishchenko, G., Strizhak, M., & Strizhak, V. (2018). Analysis of various approaches to modeling of dynamics of lifting-transport vehicles. *International Journal of Engineering and Technology(UAE)*, 7(4). <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19553>.

References (transliterated):

1. Sun N., Wu Y., Chen H., Fang Y. An energy-optimal solution for transportation control of cranes with double pendulum dynamics: Design and experiments. *Mechanical Systems and Signal Processing*. Vol. 102. 2018. Pp. 87–101.
2. He J., Chen Y., Wu K., Zhao Y., Wang Z., Chen Z. Energy flow analysis of crane hoisting system and experimental of potential energy. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*. 2018. Vol. 48. Issue 4. Pp. 1106-1113.
3. Loveykin V. S., Chovnyuk YU. V., Kadykalo I. O. Optymizatsiya rezhymiv rukhu mekhanizmiv obertannya vantazhopidyomnykh kraniv. *Naukovyy visnyk Natsional'noho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannya Ukrainy. Seriya: Tekhnika ta enerhetyka APK. Kyiv, 2017. Vyp. 262. S. 177–190.*
4. Loveykin V.S., Romasevych YU.O., Stekhno O.V. Optymizatsiya rezhymu pusku mekhanizmu zminy vyl'otu vantazhu bashtovoho krana. *Pidyomno-transportna tekhnika. Odessa, 2020. Vyp. 1 (62), S. 4-18.*
5. Qian Y., Fang Y., Lu B. Adaptive repetitive learning control for an offshore boom crane. *Automatica*. 2017. Vol. 82. №. 8. Pp. 21–28.
6. Sanfilippo F., Hatledal L. I., Styve A., Pettersen K. Y., Zhang H. Integrated flexible maritime crane architecture for the offshore simulation centre AS (OSC): A flexible framework for alternative maritime crane control algorithms. *IEEE J. Ocean. Eng.* 2016. Vol. 41. №. 2. Pp. 450–461.

7. Englert T. Lastpendeldämpfung für Turmdrehkrane. 30. Internationale Kranfachtagung 2022. Kran 4.0. Erfolge der Digitalisierung Herausgegeben als Begleitband zur gleichnamigen Fachtagung am 11. und 12. Juli 2022 in Magdeburg. Pp. 41-49.
8. Bonnabel, S.; Claeys, X.: The Industrial Control of Tower Cranes: An Operator-in-the-Loop Approach. IEEE Control Systems Magazine Ausgabe. Vol. 40 (5). 2020. Pp. 27-39.
9. Thomas, M.; Sawodny, O.: A model to control self-erecting tower cranes with lastic structure. IFAC-PapersOnLine Ausgabe. Vol. 53 (2). 2020. Pp 8947-8952.
10. Perig A. V., Stadnik A. N., Deriglazov A. I. Spherical pendulum small oscillations for slewing crane motion. Hindawi Shock and Vibration. 2014. Vol. 2. P. 24-31.
11. Grigorov, O., Druzhynin, E., Anishchenko, G., Strizhak, M., & Strizhak, V. (2018). Analysis of various approaches to modeling of dynamics of lifting-transport vehicles. International Journal of Engineering and Technology(UAE), 7(4). <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19553>.

Надійшла (received) 13.12.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Коваленко Валентин Олександрович (Valentyn Kovalenko) – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Підйомно-транспортні машини і обладнання», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9161-198X>; e-mail: valentyn.kovalenko@khi.edu.ua

Коваленко Олег Олександрович (Oleh Kovalenko) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Підйомно-транспортні машини і обладнання», м. Харків, Україна; e-mail: oleh.kovalenko@mit.khi.edu.ua.

Стрижак Всеволод Вікторович (Vsevolod Stryzhak) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Підйомно-транспортні машини і обладнання», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3032-6004>; e-mail: ysevolod.stryzhak@khi.edu.ua

Свіргун Володимир Петрович (Volodimir Svirgun) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Підйомно-транспортні машини і обладнання», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5413-9428>; e-mail: volodimir.svirgun@khi.edu.ua

Стрижак Мар'яна Георгіївна (Mariana Stryzhak) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Деталі машин і гідропневмосистеми», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3335-4086>; e-mail: mariana.stryzhak@khi.edu.ua

Г. А. АВРУНІН, О. Ю. РЕБРОВ, І. Г. ПІМОНОВ, О. В. ЩЕРБАК, І. І. МОРОЗ

ДО МОДЕРНІЗАЦІЇ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ КОЛІСНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ НА БАЗІ ТРАКТОРІВ ХТЗ

Проведені дослідження навантажувальних характеристик землерийних машин типу ПЗМ-2(3) та оцінка можливості заміни на об'ємний гідропривід обертання ланцюгового робочого органу та роторного металника відсипаного ґрунту з підбором гідромоторів та насосів. Встановлено, що для об'ємного гідропривода ланцюгового робочого органу землерийної траншейної машини можуть бути застосовані високомоментні радіальнопоршневі гідромотори з робочим об'ємом 1800...2500 см³ або аксіальнопоршневі гідромотори з планетарними редукторами, для роторного металника героторні гідромотори з робочим об'ємом 200 см³.

Ключові слова: землерийна траншейна машина, робочі органи, об'ємний гідропривод, гідромотор, насос, потужність, крутний момент

G. AVRUNIN, O. REBROV, I. PIMONOV, O. SHERBAK, I. MOROZ

TO THE MODERNIZATION OF HYDRAULIC FLUID POWER OF WHEEL EARTH MACHINE BASED ON HTZ TRACTORS

The purpose of the article is to scientifically search for the possibility of replacing mechanical drives of a chain working body and a rotary soil thrower of an earth-moving trenching machine with a hydraulic fluid power in order to increase reliability and effective protection against overloads.

Studies have been carried out on the load characteristics of earth-moving machines of the PZM-2 (3) type and an assessment of the possibility of replacing the rotation of the chain working body and the rotary thrower of the dumped soil with the selection of hydraulic motors and pumps for a hydraulic fluid power. Hydraulic actuators must provide operation during the starting mode, minimal power loss during idling and effective protection in the event of a sudden stop of the hydraulic motors due to overloads.

As a result of the calculations, it was found that for the hydraulic fluid power of the chain working body earthmoving trencher, high-torque low-speed radial piston hydraulic motors of single or multiple action with a working volume of 1800 ... 2500 cm³, as well as high-speed axial piston hydraulic motors with planetary gearboxes, for a rotary thrower of dumped soil, gerotor hydraulic motors with a working volume of about 200 cm³. The hydraulic motors required by the working volume are mass-produced by a number of foreign companies. To supply the working fluid to the hydraulic motors, axial piston tandem pumps with adjustable displacement, which are produced by the Hydrosila plant, are recommended.

The results of the research can be used in the development of a new generation of earth-moving trenching machines when replacing the mechanical drive of the chain working body and the thrower of the dump soil with a hydraulic fluid power.

Key words: earth-moving trench machine, working bodies, hydraulic fluid power, hydraulic motor, pump, power, torque

Вступ. В Україні в експлуатації знаходяться землерийні траншейно-котлованні машини ПЗМ-2 і ПЗМ-3 на базі тракторів ХТЗ моделі Т-155М. Технологічне оснащення машин раніше робилося київським підприємством ВАТ Стройдормаш. Сьогодні більшість з них знаходиться в експлуатації більше 25 років і практично вичерпали свій ресурс. Машини мають механічні ланцюговий робочий орган (ЛРО) і роторний металник (РМ), а також допоміжне бульдозерне устаткування і лебідку. У мерзлих ґрунтах машина забезпечує уривку тільки траншей. У 2013 році в Україні була проведена модернізація одного зразка землерийної машини ПЗМ-2, що отримала модернізовану гідросистему з гідрозамками на гідроциліндрах бульдозерного відвалу і електрогідропрістроями для дистанційної роботи оператора [1;2].

Наступним етапом модернізації стало оснащення землерийним траншейним устаткуванням типу ПЗМ-3-01 автомобіля КраЗ-5233НЕ підвищеної прохідності [3;4]. Проте дослідження механічних приводів ЛРО і РМ показали, що прогресивнішою є модернізація, пов'язана з переходом на об'ємний гідропривод (ОГП), що забезпечує високий рівень захисту від перевантажень, безступінчасте регулювання швидкості робочих органів і автоматизацію технологічного процесу при копанні [5]. Сучасний асортимент робочих рідин (РР) забезпечує

функціонування ОГП в широкому діапазоні температур довкілля і є вагомим обґрунтуванням заміни механічного приводів робочих органів на гідравлічний.

Таким чином, роботи по вдосконаленню вітчизняних землерійних машин слід вважати досить актуальними.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. В роботі [6] показано про перспективність переобладнання в існуючих траншейних машинах ПЗМ-2 і ПЗМ-3 на ОГП приводів ЛРО та РМ зі збереженням тих механічних вузлів, що добре зарекомендували себе з точки зору міцності і надійності. Дослідженням робочого процесу копання землерійними траншейними машинами з механічним приводом присвячений ряд робіт вітчизняних фахівців. Встановлено, що на роботу копання ланцюгових екскаваторів різних типорозмірів витрачається 31...66% потужності силової установки базової машини, а при розробці важких глин до 70...80% [7].

Важливі результати досліджень динамічних навантажень на механічні приводи ЛРО і РМ машини ПЗМ-3-01 в режимі стопорення приведені в роботі [5]. Отримано, що при спрацьовуванні центральної і бічної запобіжних муфт найбільш навантаженими є вузли ЛРО і РМ. Муфти оснащені штифтами, що зрізуються, і часто спрацьовують навіть при короткочасних перевантаженнях. Тому рекомендований перехід від муфт з штифтами до фрикційних муфт. Ефективнішим засобом зниження динамічних навантажень на ЛРО машини автори рахують перехід на ОГП. Встановлені значення моментів інерції ЛРО і РМ, і показано, що зростання моменту опору при стопоренні ЛРО відбувається за час порядку 0,005 с. Ці дані важливі для розрахунку динамічних навантажень при використанні ОГП замість механічного.

У роботі [4] приведена принципова структурна схема землерійної машини ПЗМ-3.01, створеної на шасі автомобіля КраЗ-5233НЕ і оснащеною механічним приводом робочого устаткування. Отримана математична модель крутильних коливань механічної системи «ДВЗ-трансмсія-землерійне робоче устаткування». Визначені власні і вимушені крутильні коливання, резонансні частоти і амплітуди коливань, і параметри нерезонансних вимушених крутильних коливань в режимі руху машини, що встановився. За результатами досліджень вимушених коливань визначений коефіцієнт динамічності, який слід враховувати при проектуванні нової машини.

У роботі [8] розглянута конструкція роторного робочого органу для землерійної траншейної машини нового покоління.

Огляд досліджень, присвячених оцінці можливості переходу на ОГП ЛРО і РМ, приведений в роботі [9]. Наприклад, був запропонований аксіальнопоршневий насос для одночасного живлення гідромоторів ЛРО і РМ за допомогою оригінального дільника потоку. При роздільному живленні розглянуті можливості заміни механічного приводу на ОГП шляхом застосування аксіальнопоршневих насосів: з похилим диском 416.0.71(90) і похилим блоком 313.56(90) для ЛРО і нерегульованого з похилим блоком моделей 310.28(45) для РМ. Приведені типорозміри насосів дають можливість отримання співвідношення потужностей приводів РМ і ЛРО в межах 0,3...0,5, які можна прийняти як базові значення для подальших розрахунків. Споживана потужність насосів за каталогами складає близько 64...100 кВт. Частота обертання ЛРО складає 2,35...9,15 хв⁻¹, а роторного металника 280...379 хв⁻¹. Проте наші експлуатаційні спостереження за роботою машини ПЗМ-2 показують, що частота обертання зірочки ЛРО досягає 40 хв⁻¹.

Аналіз динаміки ОГП ланцюгового органу ПЗМ приведений в роботі [9].

Мета та постановка задачі. Розглянемо можливі схемні рішення по удосконаленню приводів машин ПЗМ та вибір відповідного сучасного гідравлічного обладнання.

На рис. 1 представлений загальний вид машини ПЗМ-2, на якому позначені: 1 – бульдозер; 2 – лебідка; 3 – гідроциліндри підйому і опускання бульдозерного відвалу; 4 – тягач; 5 – рама підйому робочого органу; 6 – роздавальна коробка; 7 – металник (РМ); 8 – гідроциліндри підйому і опускання ланцюгового робочого органу; 9 – редуктор робочого органу; 10 –

ланцюговий робочий орган (ЛРО); 11 – карданний вал; 12 – лижа; 13 – гідроциліндри гойдання робочого органу.

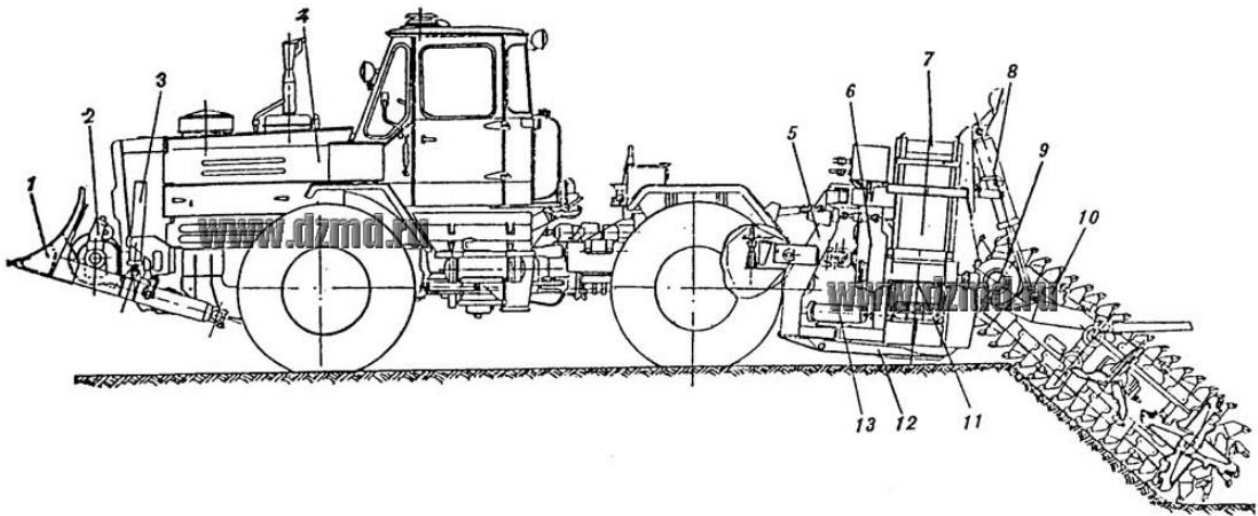


Рис. 1 – Загальний вид машини ПЗМ-2

На рис. 2 приведена кінематична схема машини ПЗМ-2 з позначками основних вузлів робочого обладнання – ланцюга та роторного металника, зокрема редуктор валу відбору потужності від основного ДВЗ, запобіжні пристрої (муфти), приводний вал, редуктор робочого органу (привода переміщення ланцюга), вал верхніх фрез та нижня фреза.



Рис. 2 – Кінематична схема робочого обладнання ПЗМ-2

Полкова землерийна траншейно-котлованна машина ПЗМ-3 (КВС3-4003) є результатом модернізації машини ПЗМ-2 на шасі спеціального трактора-тягача ХТЗ-Т155. Це українська машина для інженерних робіт, зокрема риття траншей та котлованів, яка побудована на вкороченому шасі автомобіля КрАЗ-5233НЕ і має броньовану кабіну. ПЗМ-3 здатна працювати у широкому спектрі погодних умов, риючи також і мерзлий ґрунт. Машина ПЗМ-3 була розроблена та виготовлена Крюківським вагобудівним заводом у кооперації з Кременчуцьким автомобільним заводом [2;10]. Машина встановлена на шасі КрАЗ-5233НЕ з колісною формулою 4x4. Кабіна і моторний відсік мають балістичний захист рівня 2 (Level 2)

STANAG 4569, броньованим є також паливний бак. Згідно технічного завдання колісна база зменшена з 5000 мм до 4000 мм для підвищення маневреності. Покришки мають кулезахисні вставки Runflat system. Встановлено радіатор охолодження двигуна з посиленою тепловіддачею для забезпечення нормального режиму роботи при підвищених навантаженнях під час земляних робіт. ПЗМ-3 обладнана ланцюговим безковшовим агрегатом для риття із роторним реверсивним евакуатором ґрунту. Машина також має бульдозерний відвал висотою 835 мм, шириною 2525/3100 мм і кутом різання ножів 55°. Відвал здатен опускатися не менше ніж на 0,40 м.

Технічні характеристики траншейно-котлованної (землерийної) машини ПЗМ-3:

1) глибина риття траншеї до 1,2 м та шириною 0,65 м за дном; 2) швидкість риття:

2.1) траншей 300...400 м/год у звичайному ґрунті, 50...80 м/год у мерзлому; 2.2) котлованів 140...160 м³/год у звичайному ґрунті, 40...50 м³/год у мерзлому; 3) з робочого положення у транспортне і навпаки машина переводиться за 3 хв; 4) габарити машини: 4.1) довжина транспортна – 8000 мм; 4.2) довжина робоча – 11200 мм; 4.3) ширина – 3120 мм; 4.4) висота – 3280 мм; 5) екіпаж – 2 чол.; 6) швидкість в транспортному русі – до 85 км/год.

На рис. 3 приведений загальний вид машини ПЗМ-3 (КВС3-40003) в транспортному положенні.



Рис. 3 – ПЗМ-3 в транспортному положенні

На рис. 4 приведена гідравлічна принципова схема серійної машини ПЗМ-2. В складі штатного обладнання використовувались шестеренний насос Н1 (НШ-32), гідроциліндри Ц1...Ц8, аксіальнопоршневий гідромотор М1 (НПА-64), гідроапаратура функціонування гідродвигунів та захисту їх від перевантажень, а також гідробак Б і фільтр Ф1 для очищення РР від забруднень.

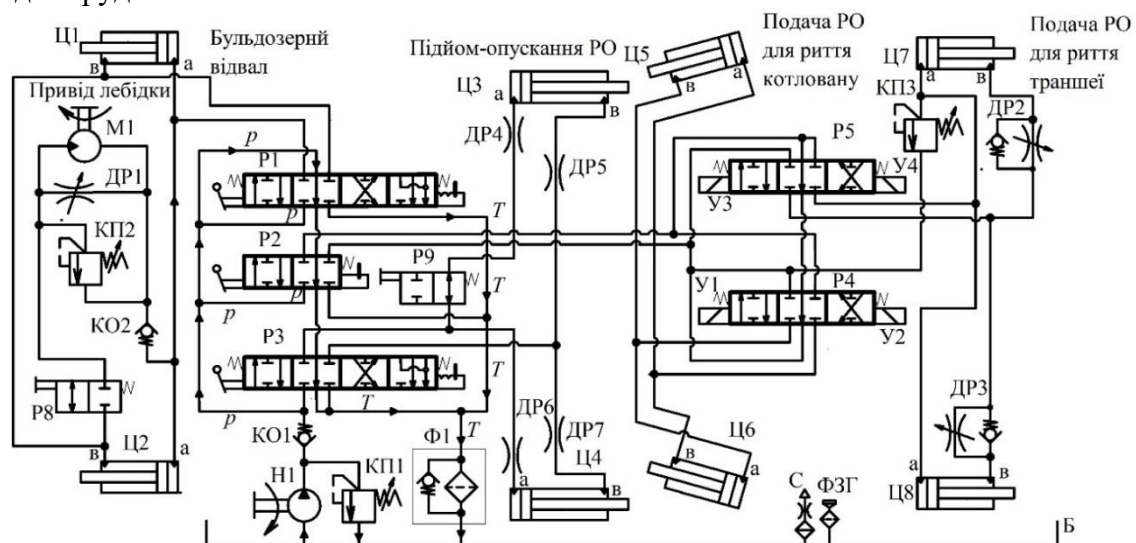


Рис. 4 – Штатна гідравлічна принципова схема технологічного обладнання ОГП ПЗМ-2

В ОГП машини ПЗМ-2 застосовані гідророзподільники: Р1 і Р3 – чотирипозиційні (позиції: підйом-опускання-нейтраль-плаваюча), шестипровідні, з ручним управлінням, механічним фіксатором і пружинним поверненням в нейтральне положення. У нейтральному положенні забезпечують розвантаження насоса від тиску; Р2 – двопозиційний, шестипровідний, з ручним управлінням і механічним фіксатором; Р4 і Р5 – трипозиційні (позиції: підйом-опускання-плаваюча), шестипровідні, з електромагнітним управлінням; Р6 і Р7 – трипозиційні, трипровідні, з електромагнітним управлінням.

До складу ОГП ПЗМ-2 входять також запобіжні клапани (КП1 – основний; КП2 і КП3 – «вторинні» для захисту при динамічних навантаженнях), ДР1 – дросель регульований; ДР2 і ДР3 – дроселі із зворотним клапаном; ДР4...ДР7 – дроселі нерегульовані; КО1 і КО2 – клапани зворотні;

Функціонування ОГП штатної ПЗМ-2.

Робота бульдозерного відвалу. Гідророзподільник Р1 переміщують вліво і РР поступає до Ц1в і Ц2в, переміщуючи поршні усередину, з порожнин Ц1а і Ц2а РР витісняється через Р1 в лінію злива Т, фільтр Ф1 і гідробак Б1. Гідророзподільник Р1 переміщують управо і РР поступає до Ц1а і Ц2а, переміщуючи поршні назовні, з порожнин Ц1в і Ц2в РР витісняється через Р1 в лінію Т, фільтр Ф1 і гідробак Б1.

Обертання лебідки гідромотора М1. Гідророзподільник Р1 зміщують вліво, гідророзподільник Р8 (вентиль) управо і РР поступає в нагнітальну порожнину гідромотора М1, приводячи його вал в обертання. Злив РР з гідромотора здійснюється через зворотний клапан КО1, гідророзподільник Р1 і фільтр Ф1 в гідробак Б1. Дроселем ДР1 регулюють частоту обертання валу гідромотора (при повному відкритті дроселя ДР1 гідромотор не обертається). Для захисту від перевантажень служить запобіжний клапан КП2. Гідромотор нереверсивний, тому зворотне обертання (витягування каната з барабана) здійснюється вручну. Для цього роз'єднують муфту між гідромотором і барабаном.

Підйом-опускання робочого органу. При переміщенні гідророзподільника Р1 управо РР поступає безпосередньо через дросель ДР6 в гідроциліндр Ц4а і гідророзподільник Р9 і дросель ДР4 в гідроциліндр Ц3а. Відбувається висунення поршнів гідроциліндрів Ц3 і Ц4, а злив РР з порожнин Ц3в і Ц4в здійснюється через дроселі ДР5 і ДР7, і гідророзподільник Р3 в лінію злива Т, фільтр Ф1 і гідробак Б1. При зміщенні гідророзподільника Р3 вліво РР поступає через дроселі ДР5 і ДР7 в штокові порожнини гідроциліндрів Ц3в і Ц4в. Відбувається рух поршнів усередину гідроциліндрів. РР з поршневих порожнин Ц3а і Ц4а зливається в гідробак Б1 двома шляхами: з Ц3а і ДР4 через гідророзподільники Р9 і Р3 в лінію злива Т у фільтр Ф1; з гідроциліндра Ц4а і дросель ДР6 по лінії зливу Т у фільтр Ф1. Гідророзподільник Р9 дозволяє робити гідроциліндрам Ц3 і Ц4 по черзі, для чого необхідно перевести золотник гідророзподільника Р9 управо.

Подача РО для риття котловану. Для цього використовують гідророзподільник Р4 і гідроциліндри Ц5 і Ц6. При електроживленні на магніт У1 золотник зміщується управо і РР поступає в штокові порожнини Ц5в і Ц6в, переміщую поршні усередину. Злив РР з поршневих порожнин Ц5а і Ц6а здійснюється через гідророзподільник Р5 по лінії зливу Т у фільтр Ф1 і далі у бак Б1.

Подача РО для риття траншеї. Для цієї операції використовують гідророзподільник Р5 і гідроциліндри Ц7 і Ц8. При електроживленні на магніт У3 золотник гідророзподільника Р5 зміщується управо і РР поступає в порожнини Ц7а і Ц8а гідроциліндрів, забезпечуючи висунення поршнів. Злив РР з порожнин Ц7в і Ц8в здійснюється через зворотні клапани дроселів ДР2 і ДР3 і гідророзподільник Р5 по лінії зливу Т у фільтр Ф1 і далі у бак Б1.

При поданні електроживлення на магніт У4 золотник гідророзподільника Р5 зміщується управо і РР поступає до порожнин Ц7в і Ц8в через дроселі ДР2 і ДР3, за допомогою яких можна регулювати швидкість переміщення поршнів гідроциліндрів при їх русі усередину. Злив РР з порожнин Ц7а і Ц8а здійснюється через гідророзподільник Р5 і по лінії зливу Т у фільтр Ф1 і далі у бак Б1.

Аналіз результатів дослідження. На рис. 5 приведена гідравлічна принципова схема модернізованого ОГП ПЗМ-2 шляхом застосування тандем-насоса і гідромоторів переміщенні ланцюга ЛРО і обертання роторного метальника РМ. Запропонований тандем-насос (блок РВН71-33), який складається з двох аксіальнопоршневих насосів з робочими об'ємами 71 см^3 і 33 см^3 , що змонтовані на одному валу. Кожний з насосів Н3 і Н4 має регулятор робочого об'єму, здатний безступінчасто подавати РР до гідромоторів М2 (ланцюга) і М3 (роторного метальника). Слід підкреслити, що актуальною є також заміна гідромеханічного рульового керування на сучасне з насосом-дозатором героторного типу [11;12]. Тому в цій схемі також застосований ОГП рульового керування з гідроциліндрами Ц9 і Ц10, насосом дозатором НД з гідророзподільником Р11, запобіжним КП4 і зворотним клапаном КО3, що входять до блоку А, та окремих шестеренний насос Н2.

Аналіз показав, що до теперішнього часу не робився статичний розрахунок параметрів і вибір конкретних конструкцій гідромоторів для приводів ЛРО і РМ. На підставі результатів попередніх досліджень приймаємо для моделювання землерийної машини з ОГП робочих органів ЛРО і РМ потужність останніх в 50 % потужності ДВЗ, тобто близько 65 кВт. Тоді потужність РМ складає 15 кВт при частоті обертання 380 хв^{-1} , а потужність ЛРО має 50 кВт при максимальній частоті обертання провідної зірочки ланцюга в 40 хв^{-1} (за даними експериментальних спостережень). Ці дані дозволяють отримати значення необхідних крутних моментів і робочих об'ємів гідромоторів при їх використанні без проміжних редукторів як одного з чинників ефективності застосування ОГП. Слід зазначити, що у зв'язку з недостатньою надійністю дизелів СМД-2 потужністю в 90 кВт нині в машинах ПЗМ-2 встановлюють двигуни потужністю 130 кВт при частоті обертання 2100 хв^{-1} .

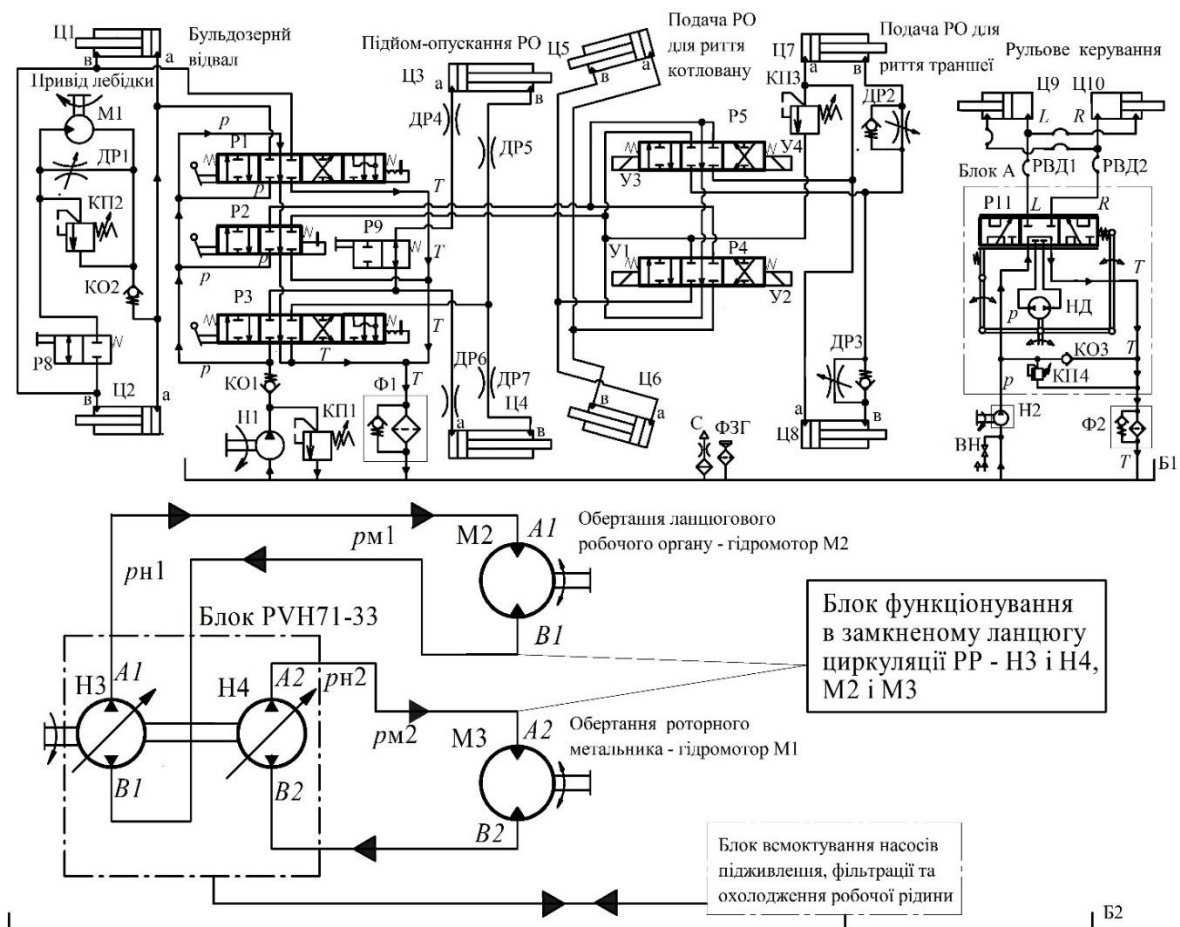


Рис. 5 – Запропонована гідравлічна принципова схема машини ПЗМ-2 з застосуванням

ОГП обертання метальника і ланцюга за допомогою гідропередач ГСТ «Гідросила».

Для визначення робочого об'єму гідромоторів використовуємо ККД ОГП як відношення корисної (вихідної) потужності гідромотора $P_{\text{кор}}$ до споживаної (витраченої) насосом $P_{\text{спож}}$:

$$\text{ККД} = P_{\text{кор}} / P_{\text{спож}}, \quad (1)$$

і отримуємо значення вихідної потужності гідромоторів ЛРО і РМ.

Оскільки вихідна потужність гідромотора є твором крутного моменту на частоту обертання, то при відомих значеннях частот обертання визначаємо крутний момент гідромотора:

$$P_{\text{кор}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}}{9550}, \text{кВт}; \quad M_{\text{м}} = 9550 \frac{P_{\text{кор}}}{n_{\text{м}}}, \text{Н.м}, \quad (2)$$

і знайдемо необхідне значення робочого об'єму гідромоторів:

$$V_{\text{м}} = \frac{M_{\text{м}}}{0,159 \cdot \Delta p_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{МГМ}}}, \text{см}^3, \quad (3)$$

де $\Delta p_{\text{м}}$ – перепад тисків на гідромоторі, який для сучасних героторних гідромоторів в робочому (експлуатаційному) режимі дорівнює 10...16 МПа; $\eta_{\text{МГМ}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора, який дорівнює 90 % на робочому режимі і знижується до 80 % при пуску (зрушуванні з місця).

За цими розрахунками визначаємо робочі об'єми гідромоторів безредукторних приводів ЛРО ті РМ, які мають значення приблизно 200 см³ та 1800...2500 см³, відповідно. За методикою статичного розрахунку ОГП [12] визначаємо робочі об'єми насосів 71 см³ та 33 см³. Такі насоси випускаються відчизняним підприємством ОАО «Гідросила» [13].

В основі оцінки технічного рівня обраних об'ємних гідромашин лежать показники [12]:

– маса, що припадає на одиницю крутного моменту гідромотора (питомий показник моменту):

$$k_{\text{м}} = \frac{m}{M_{\text{кр}}}, \text{кг/Н.м}, \quad (4)$$

де m – маса гідромотора, кг; $M_{\text{кр}}$ – теоретичний крутний момент гідромотора:

$$M_{\text{кр}} = 0,159 \cdot V_{\text{р}} \cdot \Delta p, \text{Н.м}, \quad (5)$$

де $V_{\text{р}}$ – робочий об'єм гідромотора, см³; Δp – перепад тисків на гідромоторі, МПа;

– маса гідромотора або насоса на одиницю потужності, (питомий показник потужності):

$$k_{\text{р}} = \frac{m}{P_{\text{м(н)}}}, \text{кг/кВт}, \quad (6)$$

де $P_{\text{м}}$ і $P_{\text{н}}$ – теоретична потужність гідромотора (зустрічаються терміни – вихідна, корисна й ефективна) і насоса:

$$P_{\text{м}} = \frac{M_{\text{кр}} \cdot n_{\text{м}}}{9550}, \text{кВт}, \quad P_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}}{60}, \text{кВт}, \quad (7)$$

де $n_{\text{м}}$ – частота обертання гідромотора, хв⁻¹ (об/хв); $Q_{\text{н}}$ і $p_{\text{н}}$ – подача [л/хв] і тиск нагнітання [МПа] насоса;

– маса, що припадає на одиницю об'єму (коефіцієнт компактності), що займає гідромашину:

$$k_{\text{в}} = \frac{m}{V}, \text{кг/см}^3, \quad (8)$$

де V – об'єм, описаний габаритами гідромашини, см³;

– потужність, що розвивається одиницею об'єму (коефіцієнт енергоємності), що займає гідромотор:

$$k_{p/V} = \frac{P_M}{V}, \text{ кВт/см}^3; \quad (9)$$

– швидкісний показник (коефіцієнт швидкохідності):

$$C_n = n \cdot V_p^{1/3}, \text{ см.хв}^{-1}, \quad (10)$$

де n – частота обертання насоса або гідромотора [хв⁻¹], яку для останнього визначають за формулою:

$$n_M = 10^3 \frac{Q_H}{V_p}, \text{ хв}^{-1}, \quad (11)$$

де Q_H – теоретична подача насоса, л/хв,

$$Q_H = 10^{-3} V_{pH} \cdot n_H, \text{ л/хв}, \quad (12)$$

де V_{pH} – робочий об'єм насоса, см³; n_H – частота обертання насоса, хв⁻¹;

– коефіцієнт потужності:

$$C_p = \Delta p \cdot n \cdot V_p^{1/3}, \text{ МПа. см.хв}^{-1}. \quad (13)$$

Слід зазначити, що кожний критерій окремо недостатньо повно характеризує технічний рівень конструкції гідромашини, тому проводять порівняння за декількома критеріями або вибирають за основний такий, який найбільшою мірою відображає вимоги, що ставлять до конкретного привода гідрофікованої машини. З урахуванням значень ККД показники технічного рівня носять більш достовірний характер.

Одним з варіантів застосування гідромоторів у приводі ЛРО є радіальнопоршневі гідромотор багаточислової дії серії САВ (рис. 6), який містить профільований кулачок-копір 1, блок циліндрів 4, в радіальних розточках якого розміщені поршні 3 з роликами 2 [14]. У передній кришці 5 і корпусі 8 розміщені роликові підшипники 6, на яких обертається блок циліндрів 4. Для передачі обертання до робочого органу гідрофікованої машини в осьовій розточці блоку циліндрів 4 виконані шліци. Підведення РР до поршнів 3 для створення крутного моменту і частоти обертання блоку циліндрів 4 і її злив з поршневих порожнин здійснюється за допомогою торцевого розподільного диска 7. Наявність торцевого диска в передній кришці 5 дозволило створити розвантажену від осьових сил конструкцію, що дало можливість виключити упорні роликові підшипники, знизити осьовий габарит гідромотора та збільшити його довговічність.

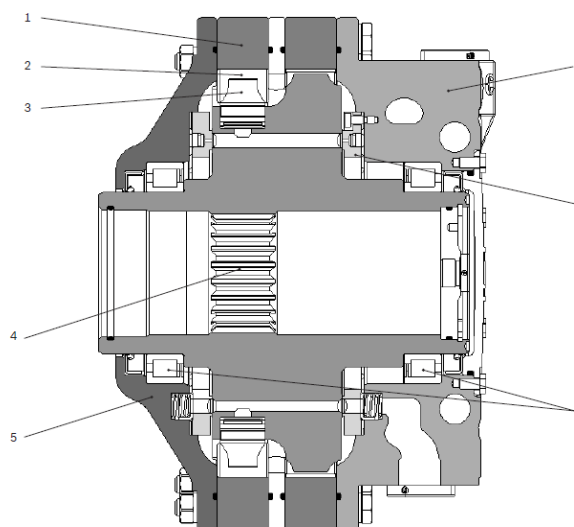


Рис. 6 – Поперечний розріз радіальнопоршневого гідромотора багаточислової дії моделі САВ Hagglunds компанії Rexroth Bosch Group

У табл. 1 наведені деякі порівняльні характеристики гідромоторів. Проведемо аналіз за показниками технічного рівня, взявши за базовий зразок гідромотор САВ 30 28 [14].

Таблиця 1 – Технічні характеристики радіальнопоршневих високомоментних гідромоторів

Шифр гідромотора	V_p^3 , см	n , хв ⁻¹	M , Н.м / p , МПа)	P , кВт	m , кг	k_p , кг/кВт	k_M , кг/Н.м	$C_n \cdot 10^{-3}$, см·хв ⁻¹
САВ 30 28	1759	350	8950/25;32	226*	177	0,78	0,020	4,2
MS18	1747	155	12499/45	70*	112	1,6	0,009	1,87
MCR15	1780	125	11887/40;42	60*	93	1,55	0,008	1,56
HMB100	1639	250	7818;25/30	110*	144	1,3	0,018	2,9
MR 1800-7	1810	250	12087/25;42	157*	209	1,33	0,017	3,0
GM4 1800	1816	300	10106/25;35	120*	170	1,42	0,017	3,7
SMA1600	1602	565	12481/35;49	264*	290	1,1	0,023	6,6
S5E1800	1816	550	12127/25;42	200*	130	0,65	0,011	6,7

Примітки: 1. Значення під межею наведені для номінального та пікового тисків; 2. Значення крутного моменту M наведені при піковому тиску p ; 3*) – потужність гідромотора P обмежена виробником; 4. Виробники гідромоторів: багатоциклової дії САВ 30 28 – Hagglunds Rexroth-Bosch Group; MS18 – Poclain Hydraulics; MCR15 – Rexroth-Bosch Group; одноциклової (ексцентрикової) дії HMB100 – Kawasaki Motors (B-Staffa motor; MR 1800-7 – R. Calzoni; GM4 1800 та S5E1800 – SAI; SMA1600 – Rotary Power).

По швидкісному показнику C_n гідромотор САВ істотно перевершують гідромотори багаторазової дії MS18 і MCR15 і гідромотори однократної дії HMB100, MR 1800-7 і GM4 1800, поступаючись тільки гідромоторам з рекордними показниками в цьому класі – кривошипно-кулісного типу SMA1600 і гідромотору S5E1800 спеціальної швидкісної серії S. За питомим показником потужності k_p гідромотор САВ має один із найкращих показників завдяки можливості роботи на потужності 226 кВт. За показником питомого крутного моменту k_M гідромотор САВ дещо поступається розглянутим зразкам, що пов'язано з нижчим максимальним тиском PP (32 МПа проти 42 МПа і 45 МПа).

Слід особливо відзначити також те, що радіальнопоршневі гідромотори багатоциклової дії, до яких відноситься модель САВ, завдяки так званій симетричній кінематиці з парним числом поршнів і робочих ділянок на профільованому копії мають розвантажені від невірноважених радіальних сил корінні підшипники валу і довговічність гідромоторів залежить лише від очищення PP від забруднень. У гідромоторах одноразової дії лімітуючим довговічність критерієм є корінні конічні радіально-упорні підшипники валу, що впливають на ресурс гідромотора, і який на номінальних параметрах за частотою обертання та тиску, як правило, не перевищує 3...5 тис. годин роботи.

В якості гідромоторів РМ, які повинні мати значення приблизно 200 см³, можуть бути застосовані героторні гідромотори [15].

Висновки. 1. Запропонована модернізація полкової землерійної машини типу ПЗМ-2(3) шляхом використання гідромоторів приводів ланцюгового робочого органу і роторного металника замість механічних передач, що дає можливість підвищити надійність цих органів. 2. Для живлення гідроприводів згідно п. 1 вибрані аксіальнопоршневі тандем-насоси вітчизняного виробництва.

Список літератури

1. Ремарчук М. П. Модернізація гідросистеми землерійної машини для копання траншей / М. П. Ремарчук // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені П. Василенка. – Вип. 136. – Харків, ХНТУСГ, 2013. – С. 121–130.
2. Ремарчук М. П. Підвищення функціональних можливостей полкової землерійної машини / М. П. Ремарчук // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – Вип. 2 (22), 2013. – С. 67–71.

3. Мусійко В. Д. Дослідження динамічних процесів в трансмісії мобільної землерийної машини безперервної дії з використанням програмного комплексу Openmodelica / В. Д. Мусійко, М. О. Гончар, В. А. Ніколаєнко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту». – Харків: ХНАДУ, 16-19 жовтня 2018 р. – С. 263–265
4. Мусійко В. Д. Динамічні навантаження в мобільній землерийній машині безперервної дії під час стопоріння робочих органів / В. Д. Мусійко, М. О. Гончар, В. А. Ніколаєнко // Вісник ХНАДУ, вип. 88, 2020, т. 2. – С. 61–66.
5. Мусійко В. Д. Створення траншейних та траншейно-котлованих землерийних машин безперервної дії для фортифікаційного обладнання позицій військ / В. Д. Мусійко, А. Б. Коваль, О. І. Колос // Перспективи науково-технологічного забезпечення оборонно-промислового комплексу України Інформаційно-комунікативний захід, Київ, 22-23 вересня 2015). – К.: ТОВ «Міжнародний виставковий центр», 2015. – С. 41–46.
6. Мусійко В. Д. Особенности силового нагружения базовых шасси землеройных машин непрерывного действия / В. Д. Мусийко, О. В. Горковенко // Материалы Международной научно-практической конференции «Автомобиле-и тракторостроение» в 2-х томах. – Минск. – 14–18 мая, 2018. – С. 143–146.
7. Мусійко В. Д. Створення спеціальних землерийних машин для фортифікаційного обладнання позицій військ / В. Д. Мусійко, А. Б. Коваль, Ю. В. Лазарук / Наука: Безпека країни та розвиток військово-промислового комплексу (Матеріали інформаційно-комунікативного заходу, Київ, 12-13 жовтня 2016). – Київ.: ТОВ «Міжнародний виставковий центр», 2016. – С. 147–150.
8. Розрахунок параметрів гідромотора та динаміки об'ємного гідропривода ланцюгового робочого органу землерийної траншейної машини Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б., Мороз І.І. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-тет «Харків. політехн. ін-т. – Х.: – НТУ «ХПІ». – 2021. – № 1. – С. 48–57.
9. Компоненты гидростатического управления: каталог: DANFOSS HK.20.B1.50. – 48 с.
10. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. – Підручник, ХНАДУ, 2016. – 438 с.
11. Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit. Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы для закрытых гидросистем серии S, H, H2 / HYGROSILA – HS-AC-03/012018. – 100 с.
12. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. Radial piston hydraulic motor CAB. RE 15354. Edition: 01.2015, 24 p.
13. Low Speed, High Torque Motors. Spool Valve: J, H, S, T. Disk Valve: 2.000, 4.000 Compact, Delta, 4.000, 6.000, and 10.000 Series. EATON Powering Business Worldwide. – Document No. E-MOLO-MC001-E9. Supersedes E-MOLO-MC001-E8. – July 2021. – 296 p.

References (transliterated):

1. Remarchuk M. P. Modernizatsiia hidrosistemy zemleroynoi mashyny dlia kopannya transhei / M. P. Remarchuk // Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva imeni P. Vasylenka. – Vyp. 136. – Kharkiv, KhNTUSH, 2013. – S. 121–130.
2. Remarchuk M. P. Pidvyshchennia funktsionalnykh mozhlyvostei polkovoi zemleroynoi mashyny / M. P. Remarchuk // Zbirnyk naukovykh prats Akademii vnutrishnikh viisk MVS Ukrainy. – Vyp. 2 (22), 2013. – S. 67–71.
3. Musiiko V. D. Doslidzhennia dynamichnykh protsesiv v transmisii mobilnoi zemleroynoi mashyni bezperervnoi dii z vykorystanniam prohranmnoho kompleksu Openmodelica / V. D. Musiiko, M. O. Honchar, V. A. Nikolaienko // Naukovi pratsi Mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Novitni tekhnolohohii rozvytku avtomobilnoho transportu». –Kharkiv.: KhNADU, 16-19 zhovtnia 2018 r. – S. 263–265
4. Musiiko V. D. Dynamichni navantazhennia v mobilnii zemleroynoi mashyni bezperervnoi dii pid chas stoporinnia robochykh orhaniv / V. D. Musiiko, M. O. Honchar, V. A. Nikolaienko // Visnyk KhNADU, vyp. 88, 2020, t. 2. – S. 61–66.
5. Musiiko V. D. Stvorennia transheinykh ta transheino-kotlovannykh zemleroynykh mashyn bezperervnoi dii dlia fortyfikatsiinoho obladdannia pozytsii viisk / V. D. Musiiko, A. B. Koval, O. I. Kolos // Perspektyvy naukovo-tekhnolohichnoho zabezpechennia oboronno-promyslovoho kompleksu Ukrainy (Informatsiino-komunikatyvnyi zakhid, Kyiv, 22-23 veresnia 2015). – K.: TOV «Mizhnarodnyi vystavkovyi tsentr», 2015. – S. 41–46.
6. Musyiko V. D. Osobennosty sylovoho nahruzheniya bazovykh shassy zemleroynykh mashyn nepreryvnoho deistviya / V. D. Musyiko, O. V. Horkovenko // Materyaly Mezhdunarodnoi nauchno-praktycheskoi konferentsyy «Avtomobile-y traktorostroenye» v 2-kh tomakh. – Mynsk. – 14–18 maia, 2018. – S. 143–146.
7. Musiiko V. D. Stvorennia spetsialnykh zemleroynykh mashyn dlia fortyfikatsiinoho obladdannia pozytsii viisk / V. D. Musiiko, A. B. Koval, Yu. V. Lazaruk // Nauka: Bezpeka krainy ta rozvytok viiskovo-promyslovoho kompleksu (Materialy informatsiino-komunikatyvnoho zakhodu, Kyiv, 12-13 zhovtnia 2016). – Kyiv.: TOV «Mizhnarodnyi vystavkovyi tsentr», 2016. – S. 147–150.

8. Rozrakhunok parametriv hidromotora ta dynamiky ob'iemnoho hidropryvoda lantsiuhovoho robochoho orhanu zemleryinoi transheinoi mashyny Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Samorodov V. B., Moroz I. I. // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydra ulic machines and hydraulic units: zb. nauk. pr. / Nats. tekhn. un-tet «Kharkiv. politekhn. in-t. – Kh.: – NTU «KhPI». – 2021. – № 1. – S. 48-57.
9. Komponenty hydrostatycheskoho upravleniya: kataloh: DANFOSS NK.20.V1.50. – 48 s.
10. Avrunin H.A. Hidravlichne obladnannia budivelnykh ta dorozhnykh mashyn / H. A. Avrunin, I. H. Kyrychenko, V. B. Samorodov. – Pidruchnyk, KhNADU, 2016. – 438 s.
11. Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit. Aksyalno-porshnevye nasosy y hydromotory dlia zakrytykh hydrosystem seryy S, H, H2 / HYGROSILA – HS-AC-03/012018. – 100 c.
12. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. Radial piston hydraulic motor SAB. RE 15354. Edition: 01.2015, 24 r.
13. Low Speed, High Torque Motors. Spool Valve: J, H, S, T. Disk Valve: 2.000, 4.000 Compact, Delta, 4.000, 6.000, and 10.000 Series. EATON Powering Business Worldwide. – Document No. E-MOLO-MC001-E9. Supersedes E-MOLO-MC001-E8. – July 2021. – 296 p.

Надійшла (received) 23.12.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Аврунін Григорій Аврамович (Avrunin Grygoriy) – кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельних і дорожніх машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>; e-mail: griavrunin@ukr.net.

Ребров Олексій Юрійович (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

Пімонов Ігор Георгійович (Pimonov Igor) - кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельних і дорожніх машин», м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0001-6100-3529>; e-mail: igor_lena_p@ukr.net.

Щербак Олег Віталійович (Shcherbak Oleg), кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельних і дорожніх машин», м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0002-7953-2135>; e-mail: olegcherbak@gmail.com.

Мороз Ірина Іванівна (Moroz Irina), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри вищої математики, м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0001-5950-2089>; e-mail: irinamoroz1@ukr.net.

А.Т. ЛЕБЕДЕВ, М.Л. ШУЛЯК, В.В. РАПУТА

СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТРАКТОРІВ ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

У статті за відомими публікаціями узагальнені результати досліджень по енергозбереженню тракторів загального призначення, що базуються на аналізі питомих тягових опорів сільськогосподарських машин, що агрегатуються з трактором. Аналізується відомий спосіб оцінки опору руху сільгоспмашин за прискоренням розгону трактора. Сформульована невирішена проблема енергозбереження тракторного агрегату з GPS у системі точного землеробства.

Ключові слова: трактор, сільгоспмашина, опір руху, енергозбереження, прискорення розгону, реєстраційний комплекс, точне землеробство.

A. LEBEDEV, M. SHULIAK, V. RAPUTA

MODERN PROBLEMS OF ENERGY SAVING OF GENERAL PURPOSE TRACTORS

The article based on well-known publications summarizes the results of research on the energy saving of general-purpose tractors, based on the analysis of the specific traction resistances of agricultural machines aggregated with the tractor. The well-known method of estimating the resistance to the movement of agricultural machines based on the acceleration of the tractor acceleration is analyzed. The unsolved problem of energy saving of the tractor unit with GPS in the precision farming system is formulated. The energy saving of the tractor is considered to be one of the most cost-effective, for the assessment of which the various publications have suggested different methods. But they is not primed on the method of assigning specific work (on unit of work) to fuel consumption a tractor unit, even when we are has the information of elemental energy consumption. It is recommended to evaluate the energy consumption of the tractor during the technological process behind the traction resistance of the machines by the difference in the acceleration of the tractor acceleration.

Keywords: tractor, agricultural machine, movement resistance, energy saving, acceleration, registration complex, precision farming.

Вступ. Трактор є основним елементом енерготехнологічного комплексу аграрного виробництва, на основі якого формуються агрегати різного технологічного призначення. Тягові властивості трактора визначають ступінь його пристосованості, як тягового засобу, або приведення в дію приєднаних до нього сільськогосподарських машин. Теоретичні питання оцінки тягових властивостей базуються на визначні тягового ККД трактора, який дозволяє оцінити частину потужності ДВЗ, що витрачається на рух трактора. В відомих дослідженнях запропоновано оцінювати тягові властивості за їх опорно-зчіпними властивостями без врахування стохастичних умов експлуатації та режимів робочого ходу. Експериментальні методики обґрунтування тягово-швидкісних властивостей трактора передбачають виконання великого обсягу досліджень. Тому необхідно провести аналіз методик та засобів відповідних досліджень з обґрунтуванням напрямків подальшого удосконалення та збільшення швидкості їх проведення.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Трактори загального призначення застосовуються під час виконання енергоємних агротехнологічних процесів основної обробки ґрунту, культивуації, сівби тощо, зокрема у складі комбінованих і транспортно-технологічних агрегатів [1]. Паливна економічність тракторів, що визначає їх енергозбереження, залежить від сукупного впливу значної кількості різних факторів [2]:

- *конструктивних* – паливної економічності двигуна, енергонасиченості і тягового ККД трактора, підбору передач, способу управління режимом роботи, параметрів машин-знарядь та їх відповідності параметрам трактора, способу агрегаткування, типу управління режимом руху МТА, конструкції робочих органів агрегатованої машини-знаряддя і необхідних витрат енергії на виконання роботи;

- *експлуатаційно-організаційних* – комплектування МТА і вибору режиму їх роботи, організації виконання робіт, рівня технологічного обслуговування МТА;
- *виробничих і ґрунто-кліматичних умов* – конфігурації і рельєфу полів, фізико-механічних властивостей ґрунту, які впливають на рівень енергоспоживання як трактора, так і агрегатуємої машини-знаряддя, властивостей рослин, що обробляються, кліматичних характеристик за цикл виконання робіт.

Вплив кожного із названих факторів виражається не елементарним числом, а складною, часто багатофакторною залежністю. Саме цьому до цих пір не запропоновано розрахункового методу визначення очікуваної питомої (на одиницю роботи) витрати палива МТА навіть при наявності відомостей про окремі поелементні витрати енергії.

У роботі [3] робиться висновок, що поліпшення паливної економічності трактора шляхом підбору раціональних режимів роботи двигуна може бути досягнуто декількома способами:

- використання знижених частот обертання колінчастого валу за допомогою наявного всережимного регулятора;
- зміною коректорної ділянки характеристики двигуна з забезпеченням «постійної потужності», що особливо доцільно при роботі з високим ступенем навантаження.

На вітчизняних тракторах реалізація даних способів можлива, але рідко застосовується як за відсутності приладу, що вказує ступень завантаження двигуна, так й через неможливість подолання великих тимчасових навантажень.

У роботі [4] оцінку енергетичних параметрів МТА визначають як за тяговим зусилля, так і за моментом на валу двигуна, застосовуючи у якості одного з основних критеріїв ефективності мінімум прямих енерговитрат $E_n \rightarrow \min$. Методика оцінки E_n достатньо повно відображена у роботі [5], але вона не враховує специфіку сільськогосподарських агрегатів і не завжди придатна для прогнозування кількісних характеристик енерговитрат з високим ступенем точності.

В основу запропонованого у роботі [6] критерію оптимальності МТА за енерговитратами покладені математичні очікування його годинної продуктивності і витрати палива, ефективної потужності двигуна, для визначення яких необхідна серія експериментальних досліджень. Викликає сумнів можливість застосування даної методики для комбінованих сільськогосподарських агрегатів при передачі крутного моменту від двигуна одночасно на привод ведучих коліс трактора і ВВП.

Серед проблем енергетичної ефективності машин достатньо уваги приділено оцінці впливу стійкості їх руху на енерговитрати. У роботі [7] робиться висновок, що поняття стійкості руху і енергетичної ефективності мобільних агрегатів має стохастичний характер. Стійкість поступального руху даних агрегатів залежить не від абсолютних значень приведенного моменту інерції (ПМІ), енергоємності і енергонасиченості, а від їх співвідношення, рівня перешкод і параметрів механічної характеристики двигуна, що забезпечені існуванням стаціонарних режимів руху агрегату.

Висновок у роботі [4] про додаткові витрати енергії на нерівномірність руху мобільних машин підтверджені при оцінці енергетичного потенціалу мобільного сільськогосподарського агрегату. У роботі [8] оцінюється енергетична ефективність роботи сільськогосподарських агрегатів за рівнем реалізації їх енергетичного потенціалу, який характеризує реактивні втрати потужності, викликані коливаннями силової і кінематичної складових агрегату. В якості оціночного показника енергетичного потенціалу запропоновано коефіцієнт $\cos \varphi$ енергетичного узгодження між силовою і кінематичною складовими потужності, так і від частот їх коливань. Величина даного коефіцієнту для різних сільськогосподарських агрегатів знаходиться у межах 20-40 %, тобто можна стверджувати, що енергетичний потенціал корисно витрачається на 60-80 %. Дана методологія може бути ефективною при дослідженні енергозбереження МТА та при оцінці динаміки як окремих елементів, наприклад трактора, так і всього агрегату при виконанні технологічного процесу. У даному випадку, оскільки динамічна система «агрегат – зовнішнє середовище» дуже складна, спочатку розробляються і

в подальшому використовуються типові функціональні моделі складових елементів МТА, які враховують їх конструктивні особливості та характерні режими руху. Для даних елементів складаються математичні моделі, які відображають МТА як динамічну систему у взаємозв'язку із енерговитратами.

Наприклад, математична модель двигуна внутрішнього згорання повинна описуватися залежністю крутного моменту двигуна від частоти обертання колінчастого валу і положення органу керування подачею палива [9]. Збурюючу дію з боку зовнішнього середовища повно описано у літературних джерелах [6, 9].

Мета та постановка задачі. Метою є аналіз критеріїв для оцінки енергозбереження, які базуються на різних показниках при поступальному русі трактора постійної маси та обґрунтування найбільш значимого (визначального) показника енергозбереження трактора при виконанні технологічного процесу.

Результати досліджень. У останні роки оновлення тракторного парку в аграрному секторі України виконується за рахунок імпорту тракторів закордонних фірм. При адаптації моторно-трансмісійних установок до різних тракторів розв'язується задача їх енергетичної забезпеченості меншою кількістю моделей двигунів і модифікацій трансмісій [10]. При цьому двигуни уніфікуються за коефіцієнтом крутного моменту K (відношення максимального моменту двигуна до номінального) і трансмісії – за нерозривністю потоку енергії, що передається від двигуна до споживача (робочим органам, рушію). При $K = 1,4 \dots 1,5$ двигуни постійної потужності (ДПП), вживані на більшості тракторів закордонних фірм, наприклад John Deere 8335R, Case IH Magnum 340 та New Holland T8.390, найбільш затребувані на ринку України, на даних тракторах здійснюється автоматичне регулювання швидкості руху тракторного агрегату залежно від зміни опору руху (навантаження). В реальній експлуатації при виконанні тракторним агрегатом сільськогосподарських технологічних операцій його навантаження змінюється у межах 10...30 %. Тому макроколивання можуть відстежуватися ДПП трактора лише у тому випадку, якщо буде забезпечений необхідний набір передач з певними перепадами між сусідніми передачами.

Аналіз відомих наукових робіт і публікацій по енергозбереженню тракторів загального призначення [4, 8, 9] показав, що витрата енергії даних тракторів істотно залежить від їх швидкісного режиму. Для оцінки їх енергозбереження запропоновані різні критерії, які базуються на різних показниках при поступальному русі трактора постійної маси. Для даних агрегатів назріла необхідність обґрунтування *найбільш значимого* (визначального) показника енергозбереження трактора при виконанні технологічного процесу. Таким показником може бути опір машин і знарядь, які агрегуються з трактором, що обґрунтовано академіками Горячкиним В.П. і Василенко П.М. Даний опір залежить від наступних факторів: типу машини, (плуг, сівалка, культиватор та ін.); технологічного режиму (глибина обробітку, кут розвалу та ін.); кількості машин в агрегаті, швидкості руху агрегату; фізико-механічних властивостей ґрунту. Даний опір оцінюється за їх питомого опору, що визначається за відношенням тягового опору (кН) до ширини захвату (м) машини, що агрегуються з трактором, тобто кН/м [11].

Всі заходи по зниженню питомого опору сільгоспмашин можна розбити на наступні групи:

конструктивні – застосування навісних машин і машин обладнаних пневматичними шинами низького тиску; еластична підвіска; поліпшення якості робочих органів за рахунок спеціальних покриттів, зміна їх форми і т.д.; заміна, по можливості, тертя ковзання тертям кочення; зменшення ваги машини і т.д.;

технологічні – вдосконалення робочих органів у відповідності із вимогами технологічного процесу; суміщення процесів і т.д.;

експлуатаційні – своєчасне технічне обслуговування машин, правильна причіпка або навішування машин; підбір у відповідності з технологічним процесом та умовами роботи.

Істотний вклад у науковому обґрунтуванні і створенні машин та знарядь з зниженим опором руху при виконанні агротехнологічного процесу у рослинництві внесли вітчизняні вчені Василенко П.М., Погорілий Л.В., Кушнар'ов А.С.

Методи вимірювання опору машини, що агрегуються з трактором, базуються в основному на методиках випробувань [12, 13] із застосуванням механічних або гідравлічних тягових динамометрів, тензометричних тягових ланок з використанням динамометричного трактора. Методика випробувань передбачає протягування трактора з навісною або напівнавісною машиною, робочі органи якої заглиблені у ґрунт, більш потужним трактором-тягачем. При цьому двигун, що не працює від трансмісії відключений. Тяговий динамометр, динамограф або тензоланка, що використовуються у якості силовимірюючого пристрою, розташовується між двома тракторами. Потім дослід повторюють при знятому або піднятому у транспортне положення знарядді для визначення опору трактора, який створюється при його перекочуванні. Різниця вимірів дозволяє визначити опір машини, що агрегуються з трактором. Даний метод характеризується підвищеною трудомісткістю і похибкою вимірювання.

Практика ставить перед наукою задачі визначення опору машин, що агрегуються з трактором при виконанні технологічного процесу.

Запропоновано [14] визначення опору сільськогосподарських машин за допомогою методу парціальних прискорень при рішенні оберненої задачі динаміки: при відомому прискоренні агрегату оцінюється опір його руху. Під час розгону тракторного агрегату сила тяги трактора P_T витрачається на подолання опору P_c і моменту інерції сільськогосподарських машин. В даному випадку рівняння руху тракторного агрегату має вид

$$\dot{V}_T = P_T - P_c, \quad (1)$$

де m_{cm} – приведена маса сільськогосподарської машини, \dot{V}_T – лінійне прискорення трактору.

З рівняння (1) отримаємо:

$$P_c = P_T - m_{cm} \dot{V}_T. \quad (2)$$

Під час розгону трактора без сільськогосподарської машини з прискоренням \dot{V}_{xx} і із сільськогосподарською машиною з прискоренням \dot{V}_T оцінюється залежністю:

$$m_T \dot{V}_T = m_T \dot{V}_{xx} - P_c - m_{cm} \dot{V}_T. \quad (3)$$

За даною залежністю отримаємо:

$$P_c = m_T \dot{V}_{xx} - \dot{V}_T - (m_T + m_{cm}). \quad (4)$$

Таким чином, сила опору сільськогосподарської машини при відомих масах трактора і сільськогосподарської машини визначається на горизонтальному агрофоні оброблюваного поля за різницею прискорень розгону трактора без сільськогосподарської машини і з машиною в роб очому положенні.

Для оцінювання прискорень руху тракторного агрегату на гоні ефективний вимірювально-реєстраційний комплекс, розроблений за участі автора даної статті, основою якого є ємкісні акселерометри ММА 7260 QT із трьома робочими осями і межею вимірювання $\pm 1,5g$ (рис. 1) [15]. Даний комплекс використовується для визначення тягово-динамічних властивостей мобільних машин, у тому числі тракторів у складі ґрунтообробних агрегатів. Можна припустити, що даний комплекс буде ефективний у системі точного землеробства України.

Суть точного землеробства [16] у тому, що обробка полів здійснюється у залежності від реальних потреб вирощуваних у даному місці культур. Дані потреби визначаються за допомогою сучасних інформаційних технологій, включаючи супутникові технології, камери, лідари та ін. При цьому засоби обробки інформації диференціюються у межах різних ділянок поля, даючи максимальний ефект при мінімальній шкоді навколишньому середовищу і зниженні витрати добрив, хімікатів у рослинництві, паливо-мастильних матеріалів тракторів, комбайнів і т.д. Точне землеробство – це комплексна високотехнологічна система сільськогосподарського менеджменту, що включає в себе технології глобального позиціонування (GPS) з автоматизованими комплексами управління режимами роботи і напрямками руху трактора.



Рис. 1 – Розміщення вимірювально-реєстраційного комплексу в кабіні трактора
1 – датчики прискорень; 2 – ПК для зняття та архівації даних

Даний комплекс використовується для визначення тягово-динамічних властивостей. У теперішній час всі світові лідери по виробництву тракторів, сільгоспмашин (John Deere, Claas, Case IH та ін.) комплектують свою техніку навігаційною системою GPS. Дана система затребувана у зв'язку з тим, що забезпечує економію коштів. У Європі, наприклад, підраховано, що економічний ефект від застосування GPS-обладнання досягає 50-60 євро на гектар. Крім цього, користувач даного обладнання отримує можливість проводити польові роботи вночі, в тумані, при підвищеній запиленості і т.д.

В Україні лише невелика кількість агрофірм застосовує систему GPS при виконанні агротехнологічних процесів виробництва сільгосппродукції. Це пов'язано у першу чергу з фінансовим труднощами при впровадженні даної системи. На сучасному етапі впровадження точного землеробства у аграрному секторі України найбільш ефективними можуть бути системи по забезпеченню стійкості і напрямку руху тракторних агрегатів з системою GPS.

Одночасно на основі аналізу інформації Агрі Ленд [16] необхідно відмітити, що проблема енергозбереження тракторних агрегатів з системою GPS при несталому русі не освітлена. Необхідність наукового обґрунтування даної проблеми відмічена за результатами експериментальних досліджень трактора John Deere 8430 (N_e – 186 кВт) з системою GPS при агрегуванні з дисковою бороною John Deere 637 (рис. 2, 3) [17].

Розглядаючи поздовжній рух агрегату John Deere 8430 +John Deere 637, оцінюваний за допомогою вимірювально-реєстраційного комплексу (рис. 1), можна відзначити його збурений рух на етапах розгону, несталого руху і гальмування. У цьому випадку енерговитрати агрегату пропонується оцінювати за залежністю:

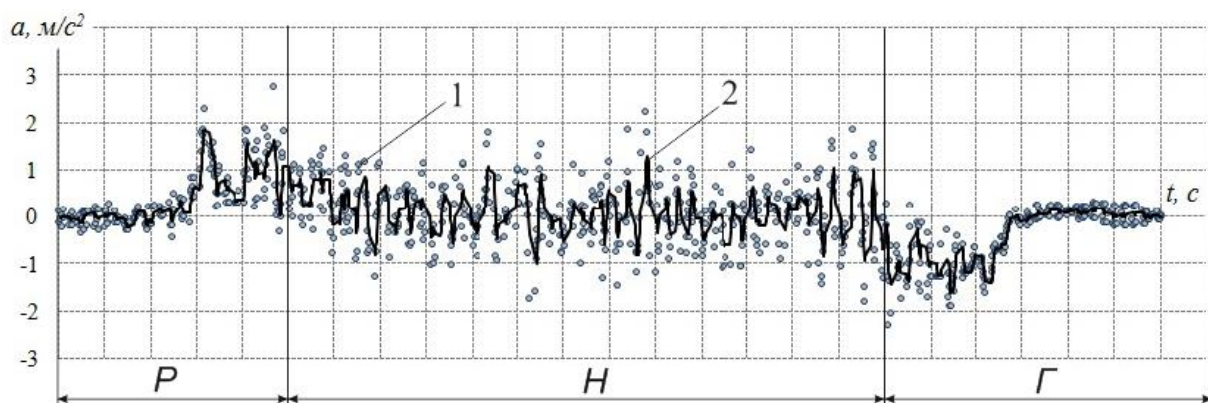
$$E_{ar} = \int_0^{\infty} N_{ar}(t) dt, \quad (5)$$

де $N_{ar}(t) = m_{az} \frac{dV_{ar}}{dt} V_{az}(t)$ – потужність, яка необхідна для руху агрегату; m_{az} , V_{az} – відповідно маса та швидкість руху агрегату.

Доведено, що додаткові витрати енергії під час несталого руху агрегату на гоні складають 2-3 % від загальних енерговитрат.



Рис. 2 – Загальний вигляд ґрунтообробного агрегату John Deere 8430 + John Deere 637



1 – масив експериментальних значень прискорень; 2 – відфільтровані значення прискорень. Режими руху: Р – розгін; Н – несталий; Г – гальмування

Рис. 3 – Фрагмент графіку поздовжніх прискорень агрегату John Deere 8430 + John Deere 637

Визначення зазначених додаткових енерговитрат при несталому русі тракторного агрегату не передбачене чинною нормативною документацією, внаслідок цього немає можливості обґрунтувати напрямки їх модернізації та ефективної експлуатації.

Рішення даної наукової проблеми актуально при адаптації тракторів у систему точного землеробства є необхідною складовою подальшого розвитку цих систем та підвищення енергозбереження трактора.

Висновки. Енергозбереження трактора визначається його паливною економічністю, для оцінки якої у відомих публікаціях запропоновані різні методи і засоби. Проте, до цих пір не обґрунтовано метод визначення питомої (на одиницю роботи) витрати палива тракторним агрегатом навіть за наявності відомостей поелементної витрати енергії.

Пропонується оцінювати енерговитрати трактора при виконанні технологічного процесу за питомим тяговим опором сільськогосподарських машин, що агрегуються за різницею прискорень розгону трактора без сільськогосподарської машини та з машиною в робочому положенні.

Залишається невирішеною проблема енергозбереження тракторних агрегатів з GPS у системі точного землеробства.

Список літератури

1. Ринок сільськогосподарської техніки України: торгові марки, імпортери, тенденції // Публікації маркетингової агенції «Марком» [Електронне джерело]. – Режим доступу: <http://markom.freshart.jrg.ua/ru/press/r/>.
2. Трєпенников И.И. О топливной экономичности машиннотракторных агрегатов //И.И. Трєпенников, С.С. Сафронов// Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1984. № 1. С. 1-3.
3. Взоров Б.А. Снижение расхода топлива сельскохозяйственными тракторами путем оптимизации режимов работы двигателей / Б.А. Взоров, К.К. Молчанов, И.И. Трєпенников // Тракторы и сельхозмашины. 1985. №6. С. 10-14.
4. Шуляк М.Л. Методи використання надлишкової потужності двигуна енергонасиченого трактора / М.Л. Шуляк // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Харків: ХНТУСГ, 2014. Вип.146. С. 219-226.
5. Методика енергетичного аналізу технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві / А.Н. Никифоров и др. М.:РИО ВИМ, 1995. 95 с.
6. Агєев Л.Е. Оптимизация энергетических параметров МТА / Л.Е. Агєев, Н.И. Джабборов, В.А. Эвиєв // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2004. №2. С.19-20.
7. Погорєлий Л.В. Стійкість руху та енергетична ефективність мобільних машинних агрегатів /Л.В. Погорєлий. М. : Доповіді ВАСХНИЛ, 1980. № 8. С. 33-35.
8. Левцев А.П. Алгоритм расчета энергетического потенциала СХА / А.П. Левцев, А.Г. Ванін, С.А. Мальцев, К.А. Миндров // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2006. № 4. С. 28-31.
9. Динаміка транспортно-тягових колісних та гусеничних машин / Е. Е. Александров, Д. О. Волонцевич, В. А. Карпенко, А. Т. Лебедев, В. А. Перегон, В. Б. Самородов, А. Н. Туренко; ред.: А. Н. Туренко. Х.: Изд-во ХГАДТУ (ХАДИ), 1996. 252 с.
10. Ребров О.Ю. Зовнішні швидкісні характеристики тракторних двигунів постійної потужності / О.Ю. Ребров // Механіка та машинобудування. Харків: НТУ «ХПІ». 2009. №2. С. 79-86.
11. Трактори Теорія. Підручник для студентів вузів / В.В. Гуськов, Н.Н. Вєлев, Ю.Е. Атаманов и др.; під заг. ред. В.В. Гуськова. М. : Машинобудування, 1988. 376 с.
12. Погорєлий Л.В. Інженерні методи випробувань сільськогосподарських машин / Л.В. Погорєлий. К. : Техніка, 1981. 176 с.
13. Випробування сільськогосподарської техніки – основне завдання DLG // Profi International. Tractors and Farm Machinery. 2021. №11. С. 13-16.
14. Лебедев А.Т. Кваліметрія та метрологічне забезпечення випробувань тракторів / А.Т. Лебедев, С.А. Лебедев, А.І. Коробко; Під ред. А.Т. Лебедева. Харків : Вид-во «Міськдрук», 2018. 394 с.
15. Артемов Н.П. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.М. Клец, А.И. Коробко, В.В. Задорожная; под ред. Подригало М. А. Х. : Міськдрук, 2012. 220 с.
16. Агрі Ленд – Технології точного землеробства [Електронне джерело]. Режим доступу: [Агрі Ленд – Технології точного землеробства \(agriland.ua\)](http://Agriland.com.ua/).
17. Лебедев А.Т. Сучасні проблеми теорії трактора / А. Лебедев // Техніка і технології АПК. 2021. № 1 (118). С. 20-25.

References (transliterated):

1. Rynok silskohospodarskoi tekhniki Ukrainy: torhovi marky, importery, tendentsii // Publikatsii marketynhovoї ahentsii «Markom» [Elektronne dzhereło]. – Rezhym dostupu: <http://markom.freshart.jrg.ua/ru/press/r/>.
2. Trepennykov Y.Y. O toplyvnoi ekonomychnosti mashynnotraktornukh ahrehatov //Y.Y. Trepennykov, S.S. Safronov// Traktoru y selskokhoziaistvennue mashynu. 1984. № 1. S. 1-3.
3. Vzorov B.A. Snyzhenye raskhoda toplyva selskokhoziaistvennumy traktoramy putem optymyzatsyy rezhymov rabotu dyvhatelē / B.A. Vzorov, K.K. Molchanov, Y.Y. Trepennykov // Traktoru y selkhoz mashynu. 1985. №6. S. 10-14.
4. Shuliak M.L. Metody vykorystannia nadlyshkovoї potuzhnosti dyvhuna enerhonasychenoho traktora / M.L. Shuliak // Visnyk KhNTUSH im. P. Vasylenka. Kharkiv: KhNTUSH, 2014. Vyp.146. S. 219-226.
5. Metodyka enerhetychnoho analizu tekhnolohichnykh protsesiv u silskohospodarskomu vyrobnytstvi / A.N. Nykyforov y dr. M.:RYO VYM, 1995. 95 s.
6. Aheev L.E. Optymyzatsiya enerhetycheskykh parametrov MTA / L.E. Aheev, N.Y. Dzhabborov, V.A. Эвиєв // Traktoru y selskokhoziaistvennue mashynu. 2004. №2. S.19-20.
7. Pohorelyi L.V. Stiikist rukhu ta enerhetychna efektyvnist mobilnykh mashynnykh ahrehativ /L.V. Pohorelyi. M. : Dopovidi VASKhNYL, 1980. № 8. S. 33-35.
8. Levitsev A.P. Alhorytm rascheta enerhetycheskoho potentsyala SKhA / A.P. Levitsev, A.H. Vanyn, S.A. Maltsev, K.A. Myndrov // Traktoru y selskokhoziaistvennue mashynu. 2006. № 4. S. 28-31.
9. Dynamika transportno-tiahovykh kolisnykh ta husenychnykh mashyn / E. E. Aleksandrov, D. O. Volontsevych, V.

- A. Karpenko, A. T. Lebedev, V. A. Perehon, V. B. Samorodov, A. N. Turenko; red.: A. N. Turenko. Kh.: Yzd-vo KhHADTU (KhADY), 1996. 252 c.
10. Rebrov O.Iu. Zovnishni shvydkisni kharakterystyky traktornykh dvyhuniv postiinoi potuzhnosti / O.Iu. Rebrov // Mekhanika ta mashynobuduvannia. Kharkiv: NTU «KhPI». 2009. №2. S. 79-86.
 11. Traktory Teoriia. Pidruchnyk dlia studentiv vuziv / V.V. Huskov, N.N. Velev, Yu.E. Atamanov y dr.; pid zah. red. V.V. Huskova. M. : Mashynobuduvannia, 1988. 376 s.
 12. Pohorelyi L.V. Inzhenerni metody vyprobuvan silskohospodarskykh mashyn / L.V. Pohorelyi. K. : Tekhnika, 1981. 176 s.
 13. Vyprobuvannia silskohospodarskoï tekhniky – osnovne zavdannia DLG // Profi International. Tractors and Farm Machinery. 2021. №11. S. 13-16.
 14. Lebedev A.T. Kvalimetriia ta metrolohichne zabezpechennia vyprobuvan traktoriv / A.T. Lebedev, S.A. Lebedev, A.I. Korobko; Pid red. A.T. Lebedeva. Kharkiv : Vyd-vo «Miskdruk», 2018. 394 s.
 15. Artemov N.P. Metod partsyalnukh uskorenyi y eho prylozheniia v dynamyke mobylnukh mashyn / N.P. Artemov, A.T. Lebedev, M.A. Podryhalo, A.S. Polianskyi, D.M. Klets, A.Y. Korobko, V.V. Zadorozhnaia; pod red. Podryhalo M. A. Kh. : Miskdruk, 2012. 220 s.
 16. Ahri Lend – Tekhnolohii tochnoho zemlerobstva [Elektronne dzherelo]. Rezhym dostupu: Ahri Lend – Tekhnolohii tochnoho zemlerobstva (agriland.ua).
 17. Lebedev A.T. Suchasni problemy teorii traktora / A. Lebedev // Tekhnika i tekhnolohii APK. 2021. № 1 (118). S. 20-25.

Надійшла (received) 10.12.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Лебедєв Анатолій Тихонович (Lebedev Anatoliy) – доктор технічних наук, професор, Сумський національний аграрний університет, професор кафедри агроінжинірингу, м. Суми, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0002-1975-3323>; tiaxntusg@gmail.com

Шуляк Михайло Леонідович (Shuliak Mykhailo) – доктор технічних наук, професор, Сумський національний аграрний університет, завідувач кафедри агроінжинірингу, м. Суми, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0001-7286-6602>; m.l.shulyak@gmail.com

Рапута Вадим Валерійович (Raputa Vadim) – Сумський національний аграрний університет, аспірант кафедри агроінжинірингу, м. Суми, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0003-1016-1601>; V.Raputa89@gmail.com

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

ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ ВИПРОБУВАНЬ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ МАШИН З ВИКОРИСТАННЯМ ЕЛЕМЕНТІВ ШТУЧНОГО ІНТЕЛЕКТУ

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

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

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

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

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

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

A. MOLODAN, Ye. DUBININ, D.KLETS, O. POLYANSKY, A. KOROBKO, V. BAIDALA, M. KRASNOKUTSKY

IMPROVEMENT OF THE METHOD OF TESTING THE DYNAMIC PROPERTIES OF WHEELED MACHINES WITH THE USE OF ARTIFICIAL INTELLIGENCE

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

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

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

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

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

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

Вступ. Випробування вимагають розробки нових показників і критеріїв оцінки якості вимірювань, відповідно, і розробки нових методів випробувань, в тому числі, їх

метрологічного забезпечення. Точність результатів досягається державною системою метрологічного забезпечення. Основою цієї системи є еталонна база держави.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

використанням адаптивного управління, що дозволить вирішувати завдання з урахуванням конкретних умов.

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

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

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

де $w_x^{ПВ}$ – кутова швидкість засобів транспорту в поперечній площині, перпендикулярній до опорної поверхні, отримана при дії збурюючих факторів; h_c – висота центру мас засобу транспорту; $\alpha, \beta, \alpha_n, \alpha_\kappa$ – кути поперечної статичної стійкості, поперечного нахилу поверхні, крену на підвісці, крену при деформації шин і опорної поверхні відповідно; i_x – радіус інерції засобу транспорту відносно горизонтальної осі, що проходить через центр мас; g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

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

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

де ω_{nom} – поточне значення кутової швидкості засобу транспорту в поперечній площині; $\omega_{гран} = w_x^{ПВ}$ – гранична за умовою перекидання кутова швидкість засобу транспорту в поперечній площині.

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

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

$$\omega_{nom} = \sqrt{\frac{-(a_{AY_1} + a_{BY_1}) \cdot (Y_A + Y_B) - (a_{AZ_1} + a_{BZ_1}) \cdot (Z_A + Z_B)}{(Y_A + Y_B)^2 + (Z_A + Z_B)^2}} \quad (3)$$

де $a_{AY_1}, a_{BY_1}, a_{AZ_1}, a_{BZ_1}$ і – бічна та вертикальна компоненти лінійних прискорень, що реєструються датчиками А і В у поперечній площині, перпендикулярній опорної поверхні, відповідно; Y_A, Y_B, Z_A, Z_B – відстані від датчиків А і В до осі перекидання по горизонталі та вертикалі відповідно.

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

Розроблено структурну схему забезпечення надійності експлуатації колісного транспортного засобу, засновану на зниженні впливу кваліфікації водія як елемента системи «водій-машина-дорожні умови» на її стійкість положення з урахуванням результатів моніторингу технічного стану (рис. 1). Для її реалізації був використаний МРВК [17, 18]. В даний час розвиток електроніки та мікропроцесорної техніки дозволяє отримати якісно новий вимірювальний комплекс з широкими можливостями щодо його розвитку та модернізації.



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

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

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

Таблиця 1 – Основні технічні характеристики платформи

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

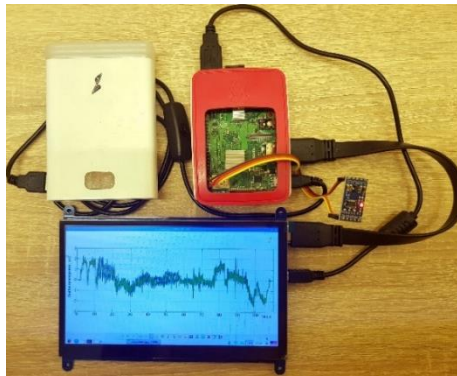


Рис. 2. – Робота платформи в мобільному режимі

МРВК починає фіксувати дані після натискання на кнопку RUN на сенсорному екрані, про що свідчить анімація в режимі реального часу (рис. 3). З цього моменту можна виконувати заїзди випробуваного транспортного засобу. Кожен запуск програми призводить до створення файлу формату «csv» на карті пам'яті. Назва файлу дається за поточним часом, у форматі ДД-ММ-РР, наприклад «18-05-09.csv». Архівні файли зручно обробляти за допомогою будь-якого табличного процесора або текстового редактора. Авторське програмне забезпечення дозволяє змінювати налаштування МРВК в процесі його роботи.

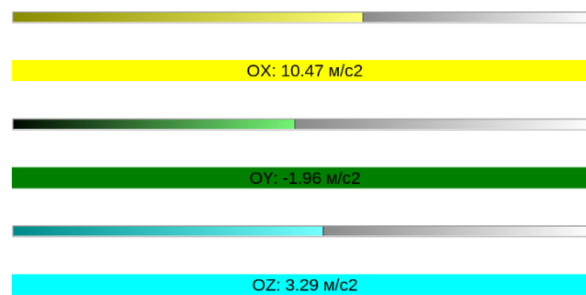


Рис.3. – Відображення сигналу акселерометра в режимі реального часу

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

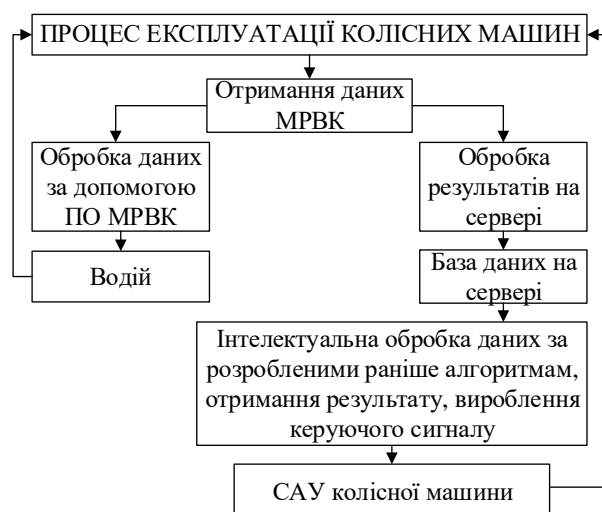


Рис. 4. – Схема функціонування реєстраційно-вимірювального комплексу з елементами штучного інтелекту

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

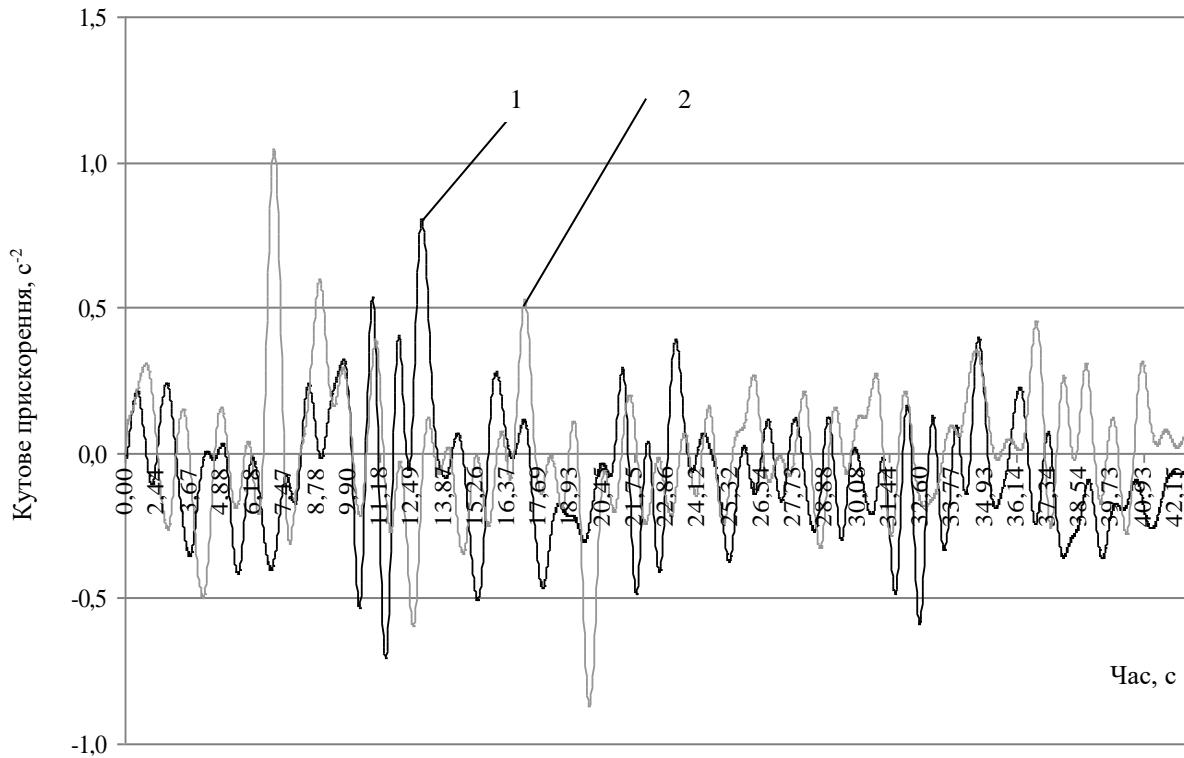


Рис. 5. – Кутові прискорення секцій при русі з двохосьовим причепом на ділянці з істотними нерівностями мікропрофілю ($V = 5,6$ м/с, $\beta = 0^\circ$, $h_{H\max} = 0,2$ м)

1 – передня секція; 2 – задня секція

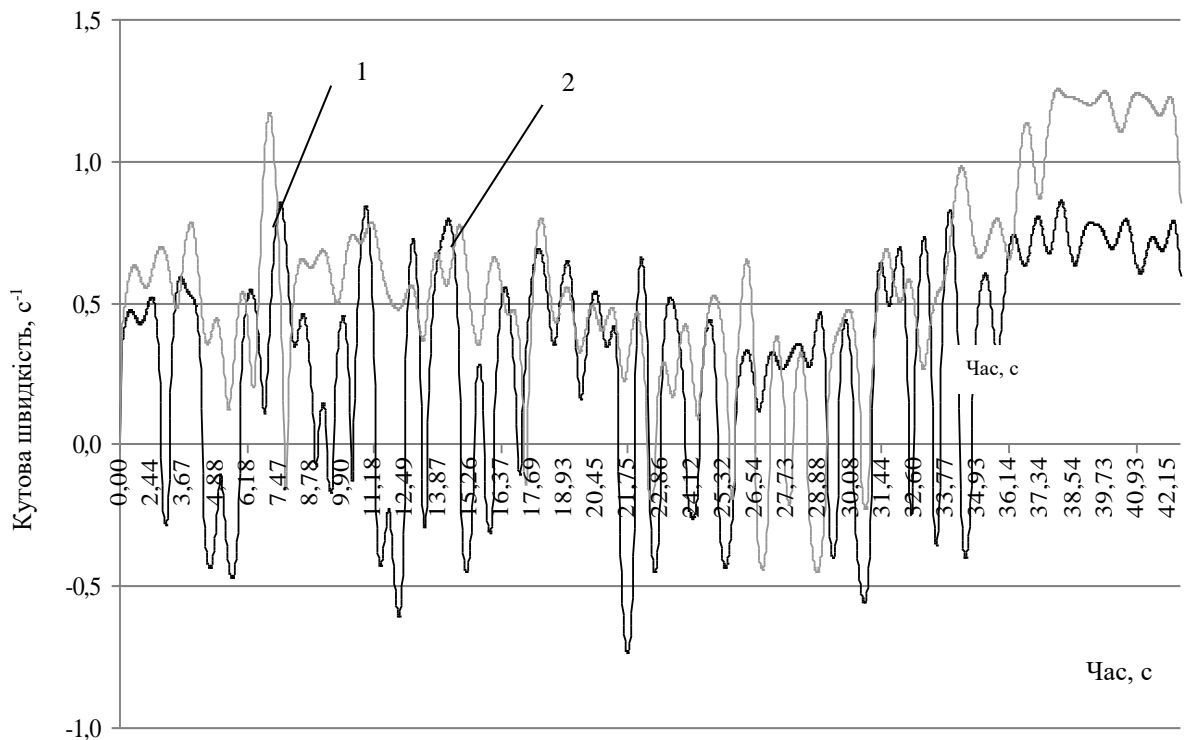


Рис. 6. – Кутові швидкості секцій при русі з двохосьовим причепом на ділянці з істотними нерівностями мікропрофілю ($V = 5,6$ м/с, $\beta = 0^\circ$, $h_{H\max} = 0,2$ м)

1 – передня секція; 2 – задня секція

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

Визначення граничної за умовою перекидання кутової швидкості засобу транспорту в поперечній площині для різних кутів нахилу опорної поверхні.

Установка на засіб транспорту МРВК, адаптованого для оцінки динамічної стійкості положення, отримання компонент лінійних прискорень.

Визначення поточних значень кутової швидкості засобу транспорту в поперечній площині $\omega_{\text{пот}}$ (для шарнірно-зчленованих – для кожної секції окремо).

Розрахунок критерію стійкості – коефіцієнта динамічної стійкості $K_{\text{ДС}}$. При $K_{\text{ДС}} < 1$ стійкість положення забезпечується. При досягненні $K_{\text{ДС}} \geq 1$ існує реальна небезпека перекидання.

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

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

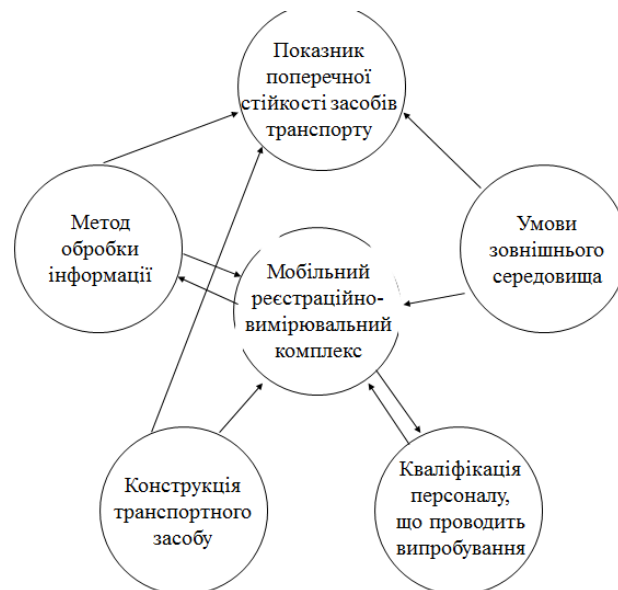


Рис.7. – Зважений орієнтований граф оцінювання параметрів, які впливають на поперечну стійкість колісної машини

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

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

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

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

Список літератури:

1. Коробко А.І. Методологія розроблення нових методів випробувань. Журнал інженерних наук. Науковий журнал. 2017. Том 4, Випуск 1. С. Н7-Н13.
2. Львов Е.Д. Теория трактора / Львов Е.Д. – М.: Машгиз, 1960. – 252 с.
3. Гинцбург Б.Я. Тракторы и автомобили. Раздел: «Теория и расчет тракторов и автомобилей». Уч. пособие / Гинцбург Б.Я. – М.: Всесоюзный сельскохозяйственный институт заочного образования, 1964. – 91 с.
4. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов / Коновалов В.Ф. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.
5. Трепененков И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов. Изд. 2-е / Трепененков И.И. – М.: Машгиз, 1963. – 271 с.
6. Матюхов Г.Ф. К вопросу о поперечной устойчивости трактора / Г.Ф. Матюхов // Тракторы и сельхозмашины. – 1959. – № 9. – С. 9-12.
7. Задорожня В.В. Підвищення безпеки використання колісних машин при виконанні транспортних робіт на поперечному схилі: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20 „Експлуатація та ремонт засобів транспорту” / В.В. Задорожня. – Харків, 2014. – 20 с.
8. Клец Д. Применение акселерометров в системах пассивной безопасности автомобилей / Д. Клец, А. Коробко, Я. Ревтов, Д. Безъязычный // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – 2009. – Вып. 24 – С.41-44.
9. Аш Ж. Датчики измерительных систем: В 2 кн. / Ж. Аш. – М.: Мир, 1992. – 480 с.
10. Klets D. Accelerometers application in the automobile dynamic testing // Active Processes in Higher Technical Education to Train Specialists for Transportation and Highway Engineering and Automobile Industry: collection of scientific works International Conference / D. Klets, A. Korobko, M. Podrigalo, E. Voronova. – Kharkiv, 2009. – P.51-54.
11. Подригало М.А. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин / М.А. Подригало, А.І. Коробко, Д.М. Клец, В.І. Гацько // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Тракторна енергетика в рослинництві. – 2009. – Вип. 89. – С. 87-99.
12. Деменков Н.П. Нечеткое управление в технических системах. Учебное пособие. М. : Изд-во. МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2005. 200 с.
13. Дубинин Е.А. Прогнозирование динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта методом парциальных ускорений / Е.А. Дубинин, А.С. Полянский // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета: Сб. науч. трудов. – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2013. – Вып. 40.– С. 37-41.
14. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М.А., Коробко А.І., Клец Д.М., Файст В.Л.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. – № u201001136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.
15. Клец Д.М. Метод определения параметров движения средств транспорта с помощью датчиков ускорений / Д.М. Клец, Е.А. Дубинин // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць. – Х.: ФОП Томенко Ю.І., 2014. – Вип. 151. – С. 373-378.
16. Клец Д.М. Определение угла продольного наклона автомобиля при проведении динамических испытаний / Д.М. Клец // Транспортне машинобудування. – 2011. – № 18. – С. 24-29.
17. Клец Д.М. Мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс для оцінювання та підвищення експлуатаційних властивостей колісних машин / Д.М. Клец, Є.О. Дубінін, Холодов А.П., Слинченко І.В. // Вісник ХНАДУ: Зб. наук. праць, – Х.:ХНАДУ, 2020. – Вип. 88, Т. II. – С. 56-60.
18. Системи і засоби транспорту. Проблеми експлуатації і діагностики: монографія [текст]. Розділ 15. Вдосконалення концепції оцінювання та забезпечення експлуатаційних властивостей колісних машин / Д.М. Клец, Є.О. Дубінін, А.П. Холодов, І.В. Слинченко // Херсонська державна морська академія. – Херсон, 2019. – 810 с.

19. Павлов В.А. Транспортные прицепы и полуприцепы / В.А. Павлов, С.А. Муханов. – М.: Воениздат, 1981. – 191 с.
20. Деменков Н.П. Нечеткое управление в технических системах. Учебное пособие. М. : Изд-во. МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2005. 200 с.
21. ДСТУ ISO/IEC 17025:2017. Загальні вимоги до компетентності випробувальних та калібрувальних лабораторій (ISO/IEC 17025:2017, IDT). [Чинний від 2017-07-01]. Київ, 2017. VI, 28 с. (Національний стандарт України)

References (transliterated):

1. Korobko A.I. Metodolohiia rozroblennia novykh metodiv vyprobuvan. Zhurnal inzhenernykh nauk. Naukovyi zhurnal. 2017. Tom 4, Vypusk 1. S. N7-N13.
2. Lvov E.D. Teoriya traktora / Lvov E.D. – М.: Mashhyz, 1960. – 252 s.
3. Hynsburh B.Ia. Traktory y avtomobyly. Razdel: «Teoriya y raschet traktorov y avtomobylei». Uch. posobyе / Hynsburh B.Ia. – М.: Vsesoiuznyi sel'skokhoziaistvennyi unystytut zaочноho obrazovaniya, 1964. – 91 s.
4. Konovalov V.F. Dynamicheskaiя ustoičyivost traktorov / Konovalov V.F. – М.: Mashynostroeniye, 1981. – 144 s.
5. Trepenenkov Y.Y. Эkspluatatsyonnye pokazately sel'skokhoziaistvennykh traktorov. Yzd. 2-e / Trepenenkov Y.Y. – М.: Mashhyz, 1963. – 271 s.
6. Matiukhov H.F. K voprosu o poperechnoi ustoičyivosti traktora / H.F. Matiukhov // Traktory y sel'khoz mashyny. – 1959. – № 9. – S. 9-12.
7. Zadorozhnia V.V. Pidvyshchennia bezpeky vykorystannia kolisnykh mashyn pry vykonanni transportnykh robot na poperechnomu skhyli: avtoref. dys. na здobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. nauk: spets. 05.22.20 „Ekspluatatsiia ta remont zasobiv transportu” / V.V. Zadorozhnia. – Kharkiv, 2014. – 20 s.
8. Klets D. Prymenenye akselerometrov v systemakh passyvnoi bezopasnosti avtomobylei / D. Klets, A. Korobko, Ya. Revtov, D. Bezъязыchnyi // Avtomobylnyi transport. Sbornyk nauchnykh trudov. – 2009. – Выр. 24 – S. 41-44.
9. Ash Zh. Datchyky yzmeritelnykh system: V 2 kn. / Zh. Ash. – М.: Мыр, 1992. – 480 s.
10. Klets D. Accelerometers application in the automobile dynamic testing // Active Processes in Higher Technical Education to Train Specialists for Transportation and Highway Engineering and Automobile Industry: collection of scientific works International Conference / D. Klets, A. Korobko, M. Podrigalo, E. Voronova. – Kharkiv, 2009. – R.51-54.
11. Podryhalo M.A. Metrolohichne zabezpechennia dynamichnykh vyprobuvan tiahovo-transportnykh mashyn / M.A. Podryhalo, A.I. Korobko, D.M. Klets, V.I. Hatsko // Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka. Traktorna enerhetyka v roslynnytstvi. – 2009. – Vyp. 89. – S. 87-99.
12. Demenkov N.P. Nечetkoe upravlenye v tekhnicheskyykh systemakh. Uchebnoe posobyе. М. : Yzd-vo. MHTU ymeny N.Э. Baumana, 2005. 200 s.
13. Dubynyn E.A. Prohnozyrovanye dynamicheskoi ustoičyivosti položheniя sharnyrno-sochlenennykh sredstv transporta metodom partsyalnykh uskorenyi / E.A. Dubynyn, A.S. Polianskyi // Uchenyye zapysky Krymskoho ynzhenerno-pedahohyчесkoho unyversyteta: Sb. nauch. trudov. – Symferopol: NYTs KYPU, 2013. – Выр. 40. – S. 37-41.
14. Pat. 51031 Ukraina, MPK G01P 3/00. Systema dlia vyznachennia parametriv rukhu avtotransportnykh zasobiv pry dynamichnykh (kvalimetrychnykh) vyprobuvaniakh / Podryhalo M.A., Korobko A.I., Klets D.M., Faist V.L.; zaiavnyk ta patentovlasnyk Kharkivskyi nats. avtom.-dorozhn. unyversytet. – № u201001136; zaiavl. 04.02.10; opubl. 25.06.10, Biul. № 12.
15. Klets D.M. Metod opredeleniя parametrov dvyzheniя sredstv transporta s pomoshchiu datchykov uskorenyi / D.M. Klets, E.A. Dubynyn // Visnyk KhNTUSH im. P. Vasylenka. Problemy nadiinosti mashyn ta zasobiv mekhanizatsii sil'skohospodarskoho vyrobnytstva: Zb. nauk. prats. – Kh.: FOP Tomenko Yu.I., 2014. – Vyp. 151. – S. 373-378.
16. Klets D.M. Opredelenye uhla prodolnoho naklona avtomobylia pry provedenyy dynamicheskyykh uspytaniy / D.M. Klets // Transportne mashynobuduvannia. – 2011. – № 18. – S. 24-29.
17. Klets D.M. Mobilnyi reiestratsiino-vymiriuvalniy kompleks dlia otsiniuvannia ta pidvyshchennia ekspluatatsiinykh vlastyvostei kolisnykh mashyn / D.M. Klets, Ye.O. Dubinin, Kholodov A.P., Slynchenko I.V. // Visnyk KhNADU: Zb. nauk. prats. – Kh.: KhNADU, 2020. – Vyp. 88, T. II. – S. 56-60.
18. Systemy i zasoby transportu. Problemy ekspluatatsii i diahnozyky: monohrafiia [tekst]. Rozdil 15. Vdoskonalennia kontseptsii otsiniuvannia ta zabezpechennia ekspluatatsiinykh vlastyvostei kolisnykh mashyn / D.M. Klets, Ye.O. Dubinin, A.P. Kholodov, I.V. Slynchenko // Khersonska derzhavna morskа akademiia. – Kherson, 2019. – 810 s.
19. Pavlov V.A. Transportnye prytsery y poluprytsery / V.A. Pavlov, S.A. Mukhanov. – М.: Voenydzat, 1981. – 191 s.
20. Demenkov N.P. Nечetkoe upravlenye v tekhnicheskyykh systemakh. Uchebnoe posobyе. М. : Yzd-vo. MHTU ymeny N.Э. Baumana, 2005. 200 s.

21. DSTU ISO/IEC 17025:2017. Zahalni vymohy do kompetentnosti vyprobuvalnykh ta kalibruvalnykh laboratorii (ISO/IEC 17025:2017, IDT). [Chynnyi vid 2017-07-01]. Kyiv, 2017. VI, 28 s. (Natsionalnyi standart Ukrainy)

Надійшла (received) 19.12.2022 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Молодан Андрій Олександрович (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 (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

Клец Дмитро Михайлович (Klets Dmytro) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7463-1030>; e-mail: dubinin-rmn@ukr.net

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

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

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

Краснокутський Максим Володимирович (Krasnokutsky Maksym) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна. e-mail: simson1988@ukr.net <https://orcid.org/0009-0002-0132-4245>

ЗМІСТ

Автомобілебудування

К.Е. Голенко, Ю.І. Войчишин, Є.І. Яковенко, О.З. Горбай, О.Ю. Рудик Аналіз впливу різних типів компоновки кузовів автобусів на особливості формування потоків повітря в умовах вимушеної конвекції салону.....	3
В.А. Макаров, С.М. Мастепан, Т.В. Макарова, М.А. Мастепан, М.С. Виноградов Основні шляхи підвищення ефективності роботи підприємства автомобільного транспорту.....	14
О.Г. Закапко Оцінка стійкості двовісної колісної машини при заносі в процесі гальмування.....	20
О.І. Назаров, С.І. Кривошапов, М.Є. Сергієнко Оцінка відносного зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів.....	26

Тракторобудування

О.Ю. Ребров, Б.І. Кальченко, В.А. Макаров, М.Є. Якунін, І.Г. Бучко, О.М. Реброва, О.В. Артюшенко, О.М. Леоненко Оціночний аналіз дії на ґрунт ходових систем колісних сільськогосподарських тракторів.....	36
Є.І. Калінін, І.В. Колєсник, В.М. Колодненко Аналіз впливу величини питомого тиску на опір руху самохідних гусеничних машин з гладкими траками.....	44
В.М. Шевцов, К.С. Рєзва Аналіз теплового стану складових гідравлічних систем в складі трансмісій самохідних машин.....	53
А.Т. Лебедєв, М.Л. Шуляк, А.П. Холодов Динамічний метод оцінки працездатності тракторного агрегату.....	61
А.П. Кожушко, Б.І. Кальченко, О.Г. Янчик, Г.О. Кобець Обґрунтування впровадження системи підресорювання кабіни колісного трактора.....	73
В. О. Коваленко, О. О. Коваленко, В. В. Стрижак, В. П. Свіргун, М. Г. Стрижак Оптимізація керування механізмом повороту баштового крана.....	84
Г. А. Аврунїн, О. Ю. Ребров, І. Г. Пімонов, О. В. Щербак, І. І. Мороз До модернізації об'ємних гідроприводів колісної землерийної машини на базі тракторів ХТЗ.....	96
А.Т. Лебедєв, М.Л. Шуляк, В.В. Рапута Сучасні проблеми енергозбереження тракторів загального призначення.....	107
А.О. Молодан, Є.О. Дубїнін, Д.М. Клец, О.С. Полянський, А.І. Коробко, В.Ю. Байдала, М.В. Краснокутський Вдосконалення методу випробувань динамічних властивостей колісних машин з використанням елементів штучного інтелекту.....	115

CONTENTS

Automobile construction

K. Holenko, Y. Voichyshyn, Y. Yakovenko, O. Horbay, O. Rudyk Influence analysis of the different types bus body composition on the characteristics of the air flows formation in conditions of forced cabin convection.....	3
V. Makarov, S. Mastepan, T. Makarova, M. Mastepan, M. Vinogradov Development of measures for road transport enterprises to increase the work efficiency of drivers.....	14
O. Zakapko Evaluation of the stability of a two-axle wheeled machine when sliding during the braking process.....	20
A. Nazarov, S. Krivoshepov, N. Sergienko Evaluation of relative wear of friction surfaces of disc brake mechanisms of passenger cars.....	26

Tractor construction

O. Rebrov, B. Kalchenko, V. Makarov, M. Yakunin, I. Buchko, O. Rebrova, O. Artiushenko, O. Leonenko Evaluation analysis of the running system soil interaction of wheeled agricultural tractors.....	36
E. Kalinin, I. Koliesnik, V. Kolodnenko Analysis of the influence of the specific pressure on the movement resistance of self-propelled tracked machines with smooth tracks.....	44
V. Shevtsov, K. Rezvaya Analysis of thermal state of component hydraulic systems in transmissions of self-propelled machines.....	53
A. Lebedev, M. Shuliak, A. Kholodov Dynamic method of evaluating the performance of a tractor unit.....	61
A. Kozhushko, B. Kalchenko, A. Yanchyk, H. Kobets Justification of the implementation of the wheeled tractor cab suspension system.....	73
V. Kovalenko, O. Kovalenko, V. Stryzhak, V. Svirgun, M. Stryzhak Optimization of tower crane slewing mechanism control.....	84
G. Avrunin, O. Rebrov, I. Pimonov, O. Sherbak, I. Moroz To the modernization of hydraulic fluid power of wheel earth machine based on HTZ tractors.....	96
A. Lebedev, M. Shuliak, V. Raputa Modern problems of energy saving of general purpose tractors.....	107
A. Molodan, Ye. Dubinin, D.Klets, O. Polyansky, A. Korobko, V. Baidala, M. Krasnokutsky Improvement of the method of testing the dynamic properties of wheeled machines with the use of artificial intelligence.....	115

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

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

Збірник наукових праць

№ 1'2022

Наукові редактори: Ребров О.Ю., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна
Кожушко А.П. д-р техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна
Технічний редактор: Шевцов В.М., канд. техн. наук, доцент НТУ «ХПІ», Україна

Відповідальний за випуск: Ребров О.Ю., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ»

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ».
Кафедра автомобіле- і тракторобудування.
Тел.: (057) 707-64-64; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com

Підп. до друку 29.12.2022 р. Формат 60x84 1/8. Папір офсетний. Друк офсетний.
Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 7,87. 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.