

Антощенко Роман Вікторович,
доктор технічних наук, професор, завідувач
кафедри мехатроніки, безпеки життєдіяльності
та управління якістю Державного
біотехнологічного університету

Череватенко Галина Ігорівна,
аспірант кафедри мехатроніки, безпеки
життєдіяльності та управління якістю
Державного біотехнологічного університету

Задорожний Вадим Петрович,
аспірант кафедри мехатроніки, безпеки
життєдіяльності та управління якістю
Державного біотехнологічного університету

Світличний Олександр Вячеславович,
аспірант кафедри мехатроніки, безпеки
життєдіяльності та управління якістю
Державного біотехнологічного університету

Кусков Микита Андрійович,
аспірант кафедри надійності та міцності машин
і споруд імені В. Я. Аніловича Державного
біотехнологічного університету

Antoshchenkov Roman,
Doctor of Sciences, Professor,
State Biotechnological University,
<https://orcid.org/0000-0003-0769-7464>

Cherevatenko Galina,
Postgraduate Student,
State Biotechnological University,
<https://orcid.org/0000-0002-8972-3875>

Zadorozhny Vadim,
Postgraduate Student,
State Biotechnological University,
<https://orcid.org/0000-0002-1013-2715>

Svitlichny Oleksandr,
Postgraduate Student,
State Biotechnological University,
<https://orcid.org/0009-0004-6497-2041>

Kuskov Mikita,
Postgraduate Student,
State Biotechnological University,
<https://orcid.org/0000-0001-7204-9872>

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПОВНОПРИВІДНОЇ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ RESEARCH OF THE DYNAMICS OF THE ALL-WHEEL-DRIVE TRACTOR-TRANSPORT MACHINE

Антощенко Р. В., Череватенко Г. І., Задорож-
ний В. П., Світличний О. В., Кусков М. А.
Дослідження динаміки повнопривідної
тягово-транспортної машини. *Український
журнал прикладної економіки та техніки*.
2023. Том 8. № 4. С. 336 – 341.

Antoshchenkov R., Cherevatenko G.,
Zadorozhny V., Svitlichny O., Kuskov M.
Research of the dynamics of the all-wheel-drive
tractor-transport machine. *Ukrainian Journal of
Applied Economics and Technology*. 2023.
Volume 8. № 4, pp. 336 – 341.

Наведено результати дослідження динамічних і тягово-енергетичних показників повнопривідної колісної тягово-транспортної машини. Розроблено метод, що дозволяє визначати залежності кутових швидкостей обертання елементів трансмісії тягово-транспортної машини, залежності крутних моментів і залежності дотичних сил тяги на колесах від часу. Метод дозволяє визначати оптимальні параметри трансмісії, конструкції диференціалів і передавальні числа для підвищення тягово-зчпних і паливо-економічних показників машини. Встановлено, що кутові швидкості обертання передніх коліс тягово-транспортної машини 1,29 рад/с, 1,27 рад/с вище за кутові швидкості обертання задніх коліс 1,24 рад/с, 1,25 рад/с, що призводить до появи кінематичної невідповідності та додаткових втрат енергії. Визначені крутні моменти передніх ведучих коліс, що складають 6972 Н м, задніх ведучих коліс 4622 Н м. Дотичні сили тяги на передніх колесах машини складають 5478 Н після закінчення розгону машини, на задніх колесах – 3473 Н. Розроблений метод оцінювання динаміки трансмісії повнопривідної тягово-транспортної машини необхідно вважати адекватним.

Ключові слова: кутова швидкість обертання, крутний момент, дотична сила тяги, трансмісія, тягово-транспортна машина.

The study results of the dynamic and traction-energy performance of an all-wheel drive traction-transport vehicle have been presented. A diagram of a dynamic model of the transmission of an all-wheel drive traction-transport vehicle and a system for calculating the transmission dynamics in the Cauchy form has been compiled. The method makes it possible to determine the distribution of the coil fluids of the transmission elements of a traction-transport vehicle, the distribution of torque moments, and the distribution of additional traction forces on the wheels per hour. The method allows you to determine the optimal transmission parameters, differential design, and transmission numbers to improve the traction and fuel-economic performance of the machine. It has been established that the speed of the front wheels of a traction and transport vehicle is 1.29 rad/s, 1.27 rad/s, and the speed of the rear wheels is 1.24 rad/s, 1.25 rad/s, which should be carried out until kinematic instability and additional energy consumption. The torque values of the front drive wheels are 6972 N m, and the rear drive wheels are 4622 N m. The additional traction forces on the car's front wheels are 5478 N after the car's acceleration is completed, and on the rear wheels, they are 3473 N. To verify the adequacy of the method for assessing the dynamics of an all-wheel drive transmission, Wheeled traction, and transport vehicles have been developed to simulate the dynamics and energy

systems of mobile vehicles—experimental research of the machine on the butt of an all-wheel drive wheeled tractor with an articulated frame. The difference between the values of the heel fluids of the wheel wraps, theoretically and experimentally, is 2%, which indicates a significant loss of the heel fluids by the wheel dynamics sensors. A comprehensive method for assessing the transmission dynamics of an all-wheel drive traction and transport vehicle must be considered adequate. The robotic method can be used to assess the dynamics of wheeled vehicles in motor vehicles.

Keywords: cutting speed, torque, traction force, transmission, traction, and transport vehicle.

Вступ

У сучасному агропромисловому виробництві все частіше застосовують багатоопераційні комбіновані агрегати, що мають високу продуктивність. Одними з основних складових комбінованих агрегатів є колісні повнопривідні тягово-транспортні машини (ТТМ) [1].

Колісні повнопривідні ТТМ мають високу прохідність і вони становлять окрему групу транспортних засобів через специфіку їхнього конструктивного виконання та умов застосування. Колісні повнопривідні ТТМ високої прохідності здебільшого використовують на ґрунтах з низькою несучою здатністю, під час експлуатації на бездоріжжі або ґрунтових дорогах низької якості, де вони можуть рухатися з високими середніми швидкостями. ТТМ агрегують з сільськогосподарськими машинами та причепами великої маси [2].

Удосконалення конструкцій і створення нових сучасних ТТМ підвищеної енергоефективності та енергонасиченості потребує поглиблених досліджень динаміки трансмісії, особливо повнопривідних машин. Тому дослідження, присвячені визначенню динамічних і тягово-енергетичних показників повнопривідної тягово-транспортної машини, є актуальними та перспективними.

З метою підвищення ефективності функціонування машини в роботі [3] досліджено зміну маси, однак залишається недослідженим вплив зміни маси на показники трансмісії, що суттєва впливає на енергетичні показники.

Аналізуючи роботу [4], встановлено, що перспективними є ТТМ з гібридною або електричною трансмісіями. Поза увагою дослідників залишились питання дослідження тягово-енергетичних показників машини з повним колісним приводом та особливості функціонування повнопривідної трансмісії.

Розглянута двомасова система у роботі [5] становить собою досліджуваний об'єкт системи автоматичного керування трансмісією машини. Необхідно зазначити, що здебільшого трансмісія машини є багатоеlementною (багатомасовою) системою.

Аналізуючи [2-6], встановлено, що залишається недослідженим вплив динамічних і тягово-енергетичних показників повнопривідної колісної тягово-транспортної машини з переднім і заднім диференціалами.

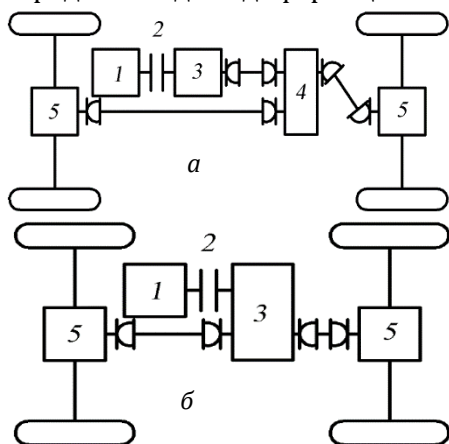


Рис. 1. Схеми трансмісій повнопривідних тягово-транспортних машин з мостовим приводом з роздавальною коробкою (а) та без (б): 1 – двигун; 2 – зчеплення; 3 – коробка передач; 4 – роздавальна коробка; 5 – головна передача та диференціал

Формулювання цілей статті

Мета статті: дослідження та визначення динамічних і тягово-енергетичних показників повнопривідної колісної тягово-транспортної машини. Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі завдання: оцінити вплив конструктивних параметрів повнопривідної колісної ТТМ на динамічні та тягово-енергетичні показники; провести експериментальні дослідження машини для підтвердження адекватності методу визначення динамічних і тягово-енергетичних показників повнопривідної колісної тягово-транспортної машини.

Виклад основного матеріалу дослідження

Проектування нової та вдосконалення наявної механічної трансмісії потребує визначення кінематичної схеми, тобто шляхів та способів підведення потужності від двигуна до коліс [7, 8]. Розрізняють бортові та мостові схеми трансмісій, які можуть бути з блокованим, диференціальним або змішаним приводом.

На рис. 1 наведено найпоширеніші схеми трансмісій повнопривідних колісних тягово-транспортних машин з колісною формулою 4x4 [9, 10].

Складено схему динамічної моделі трансмісії повнопривідної ТТМ (рис. 2), що основана на схемі (рис. 1, б), у якій функції роздавальної коробки 4 виконує коробка передач 3.

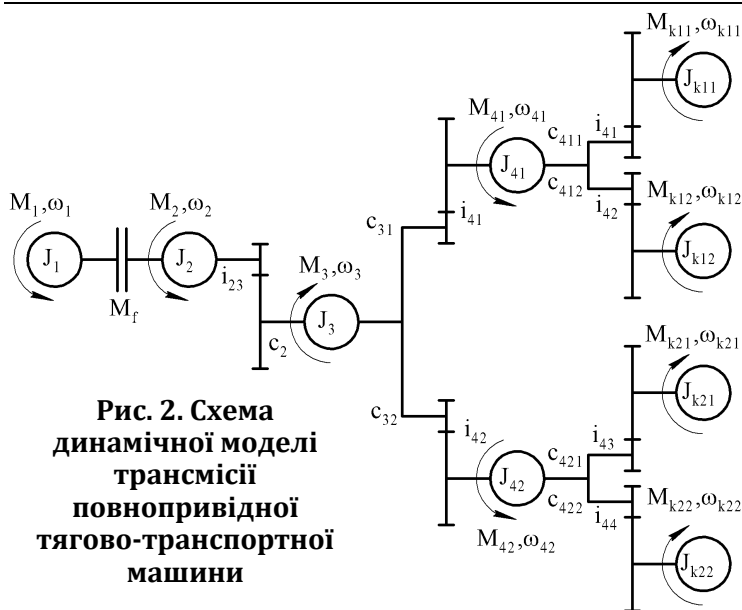


Рис. 2. Схема динамічної моделі трансмісії повнопривідної тягово-транспортної машини

На рис. 2. наведено такі позначення: J_1 – приведений момент інерції мас, що обертаються, двигуна внутрішнього згоряння; M_1 – ефективний крутний момент ДВЗ; ω_1 – кутова швидкість обертання колінчастого вала ДВЗ; M_f – момент муфти зчеплення; J_2, M_2, ω_2, c_2 – приведений момент інерції, крутний момент, кутова швидкість обертання та приведена кутова жорсткість первинного вала коробки передач; η_{23}, i_{23} – ККД і передатне число коробки передач; J_3, M_3, ω_3 – приведений момент інерції, крутний момент, кутова швидкість обертання вторинного вала коробки передач; c_{31}, c_{32} – приведені кутові жорсткості переднього та заднього карданного валів; $\eta_{23}, i_{41}, i_{42}$ –

ККД і передатне число головної передачі переднього та заднього мостів; $J_{41}, M_{41}, \omega_{41}$ – приведений момент інерції, крутний момент і кутова швидкість обертання головної передачі передньої осі; $J_{42}, M_{42}, \omega_{42}$ – приведений момент інерції, крутний момент і кутова швидкість обертання головної передачі задньої осі; $c_{411}, c_{412}, c_{421}, c_{422}$ – приведені кутові жорсткості передньої лівої, передньої правої, задньої лівої та задньої правої напівосі; $\eta_{23}, i_{411}, i_{412}, i_{421}, i_{422}$ – ККД і передатне число переднього лівого, переднього правого, заднього лівого та заднього правого бортових редукторів; $J_{kij}, M_{kij}, \omega_{kij}$ – приведений момент інерції, крутний момент і кутова швидкість обертання ведучого колеса ТТМ ($ij = 11$ – переднього лівого, $ij = 12$ – переднього правого, $ij = 21$ – заднього лівого, $ij = 22$ – заднього правого).

$$\begin{cases}
 \dot{\omega}_1 = J_1^{-1}(M_1 - M_f); \\
 \dot{\omega}_2 = J_2^{-1}(M_f - M_2); \\
 \dot{M}_{23} = c_2^{-1}(\omega_2 - i_{23}\omega_3); \\
 \dot{\omega}_3 = J_3^{-1}(M_3 - i_{23}^{-1}\eta_{23}(M_{31} + M_{32})); \\
 \dot{M}_{31} = c_{31}^{-1}(\omega_3 - i_{41}\omega_{41}); \\
 \dot{M}_{32} = c_{32}^{-1}(\omega_3 - i_{42}\omega_{42}); \\
 \dot{\omega}_{41} = J_{41}^{-1}(M_{31} - i_{41}^{-1}\eta_{41}(M_{411} + M_{412})); \\
 \dot{\omega}_{42} = J_{42}^{-1}(M_{32} - i_{42}^{-1}\eta_{42}(M_{421} + M_{422})); \\
 \dot{M}_{411} = c_{411}^{-1}(\omega_{41} - i_{411}\omega_{k11}); \\
 \dot{M}_{412} = c_{412}^{-1}(\omega_{41} - i_{412}\omega_{k12}); \\
 \dot{\omega}_{k11} = J_{k11}^{-1}(M_{411} - i_{411}^{-1}\eta_{411}M_{k11}); \\
 \dot{\omega}_{k12} = J_{k12}^{-1}(M_{412} - i_{412}^{-1}\eta_{412}M_{k12}); \\
 \dot{M}_{421} = c_{421}^{-1}(\omega_{42} - i_{421}\omega_{k21}); \\
 \dot{M}_{422} = c_{422}^{-1}(\omega_{42} - i_{422}\omega_{k22}); \\
 \dot{\omega}_{k21} = J_{k21}^{-1}(M_{421} - i_{421}^{-1}\eta_{421}M_{k21}); \\
 \dot{\omega}_{k22} = J_{k22}^{-1}(M_{422} - i_{422}^{-1}\eta_{422}M_{k22}).
 \end{cases} \quad (1)$$

Крутний момент від ДВЗ M_1 передається через муфту M_f до первинного вала коробки передач і передачу i_{23} . Далі крутний момент вихідного вала коробки передач передається на передній і задній диференціали ТТМ через вали c_{31} та c_{32} . Передній диференціал утворюється елементами J_{41}, c_{411}, c_{412} , а задній – J_{41}, c_{411}, c_{412} .

Крутний момент від ДВЗ M_1 передається через муфту M_f до первинного вала коробки передач і передачу i_{23} . Далі крутний момент вихідного вала коробки передач передається на передній і задній диференціали ТТМ через вали c_{31} та c_{32} . Передній диференціал утворюється елементами J_{41}, c_{411}, c_{412} , а задній – J_{41}, c_{411}, c_{412} .

Для повнопривідної колісної ТТМ складено систему рівнянь динаміки трансмісії у формі Коші, що має вигляд: (1).

Систему рівнянь динаміки трансмісії колісної повнопривідної ТТМ у формі Коші (1) вирішено за допомогою пакета програм MatLab. Вихідні дані для розрахунку математичної моделі наведені в роботах [1, 6].

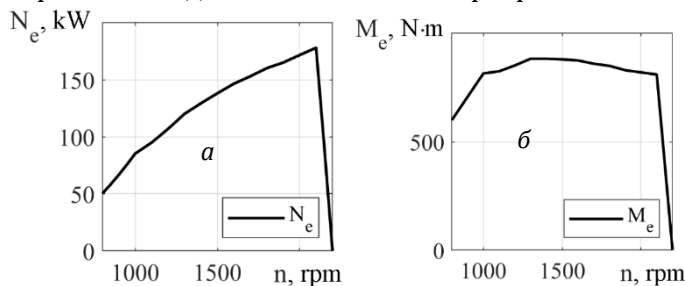


Рис. 3. Залежності потужності (а) та ефективного крутного моменту (б) двигуна внутрішнього згоряння тягово-транспортної машини від швидкості обертання

На ТТМ здебільшого встановлюють дизельні двигуни. Дослідимо динаміку колісної повнопривідної ТТМ з дизельним двигуном, що має максимальну потужність $N_{e\max}=176$ кВт (240 к. с.). Залежності потужності та ефективного крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння тягово-транспортної машини від швидкості обертання наведено на рис. 3.

Максимальний крутний момент ДВЗ становить $M_{e\max}=883$ Н·м (90 кгс·м) за швидкості обертання $n_{\text{ном}}=1250-1450$ об/хв (рис. 3).

Для повнопривідної колісної ТТМ визначені залежності кутових швидкостей обертання елементів трансмісії тягово-транспортної машини від часу (рис. 4).

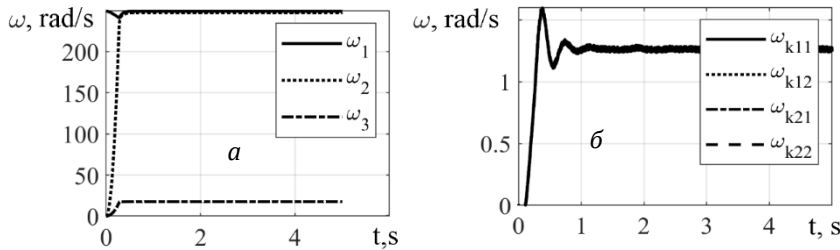


Рис. 4. Залежності кутових швидкостей обертання елементів трансмісії тягово-транспортної машини від часу: а – залежності кутових швидкостей обертання елементів трансмісії; б – залежності кутових швидкостей обертання коліс

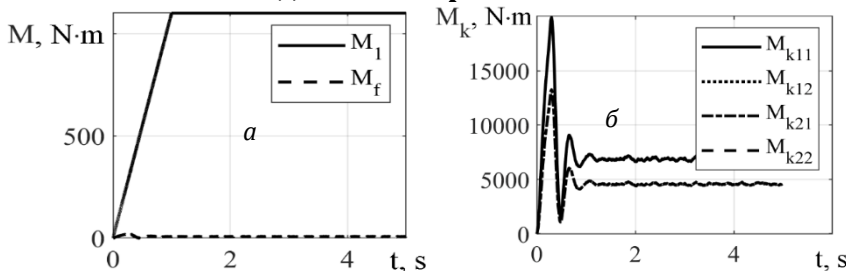


Рис. 5. Залежності крутних моментів елементів трансмісії тягово-транспортної машини від часу: а – залежності крутних моментів елементів трансмісії; б – залежності крутних моментів ведучих коліс

$M_{еном}=1100$ Н·м під час розгону ТТМ (рис. 6). Момент тертя муфти зчеплення на початку розгону має коливальний процес з розмахом $\Delta M_f=50$ Н·м. Крутні моменти передніх ведучих коліс короткочасно підвищуються до $M_{k11}=M_{k12}=20012$ Н·м та за $t>1$ с набувають значення $M_{k11}=M_{k12}=6972$ Н·м. Аналогічні процеси відбуваються на задніх ведучих колесах, однак крутні моменти підвищуються до $M_{k21}=M_{k22}=13209$ Н·м за $0 < t < 1$ с, а надалі набувають значення $M_{k21}=M_{k22}=4622$ Н·м.

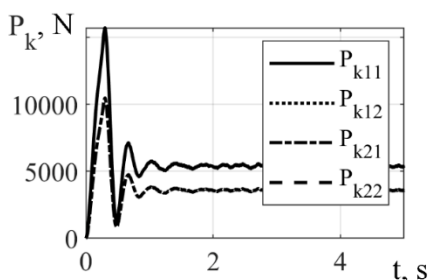


Рис. 6. Залежності дотичних сил тяги на колесах тягово-транспортної машини від часу

Розраховано залежності дотичних сил тяги на колесах тягово-транспортної машини від часу (рис. 6). Дотичні сили тяги на передніх колесах ТТМ збільшуються до $P_{k11}=P_{k12}=15667$ Н за $0 < t < 1$ с і стабілізуються на значенні $P_{k11}=P_{k12}=5478$ Н після закінчення розгону. Так саме за $t>1$ с дотичні сили тяги на задніх колесах ТТМ стабілізуються зі значеннями $P_{k21}=P_{k22}=3473$ Н, а під час розгону набувають найбільших значень $P_{k21}=P_{k22}=10442$ Н.

Метод оцінювання впливу параметрів трансмісії на тягово-енергетичні показники повнопривідної колісної тягово-транспортної машини використовує методи математичного моделювання та формувань й обчислення диференційних рівнянь у формі Коші. Цей метод дозволяє визначати залежності кутових швидкостей обертання елементів трансмісії тягово-транспортної машини від часу (рис. 4), залежності крутних моментів від часу (рис. 5) та залежності дотичних сил тяги на колесах (рис. 6). Встановлено, що підвищення тягово-енергетичних показників можна досягти за допомогою зменшення швидкості обертання передніх коліс ТТМ ω_{k11} , ω_{k12} або підвищення кутової швидкості обертання задніх – ω_{k21} , ω_{k22} .

Висновки та перспективи подальших розвідок

Запропонований спосіб оцінювання впливу параметрів трансмісії на тягово-енергетичні показники повнопривідної колісної тягово-транспортної машини використовує методи математичного моделювання та формувань й обчислення диференційних рівнянь у формі Коші. Цей метод дозволяє визначати залежності кутових швидкостей обертання елементів трансмісії тягово-транспортної машини від часу, залежності крутних моментів від часу та залежності

Досліджено процес розгону ТТМ, під час якого кутова швидкість ДВЗ знижується з номінального значення $n_{ном}=250$ рад/с до 241 рад/с та за $t>1$ с знову повертається до номінального значення (рис. 5). За $0 < t < 1$ с вмикається зчеплення та швидкість первинного вала коробки передач вирівнюється з кутовою швидкістю ДВЗ 250 рад/с. Кутові швидкості обертання коліс ТТМ стабілізуються на рівні $\omega_{k11}=1,29$ рад/с, $\omega_{k12}=1,27$ рад/с, $\omega_{k21}=1,24$ рад/с, $\omega_{k22}=1,25$ рад/с за $t>1$ с.

Встановлено залежності крутних моментів елементів трансмісії тягово-транспортної машини від часу (рис. 5).

Крутний момент ДВЗ підвищується лінійно до номінального значення

дотичних сил тяги на колесах. Встановлено, що кутові швидкості обертання передніх коліс ТТМ $\omega_{k11} = 1,29$ рад/с, $\omega_{k12} = 1,27$ рад/с вищі за кутові швидкості задніх коліс $\omega_{k21} = 1,24$ рад/с, $\omega_{k22} = 1,25$ рад/с. Різниця між кутовими швидкостями передніх і задніх коліс призводить до появи кінематичної невідповідності та додаткових втрат енергії. Крутні моменти передніх ведучих коліс короточасно підвищуються до $M_{k11}=M_{k12}=20012$ Н·м та за $t>1$ с набувають значення $M_{k11}=M_{k12}=6972$ Н·м. Аналогічні процеси відбуваються на задніх ведучих колесах, однак крутні моменти підвищуються до $M_{k21}=M_{k22}=13209$ Н·м за $0 < t < 1$ с, а надалі набувають значення $M_{k21}=M_{k22}=4622$ Н·м. Дотичні сили тяги на передніх колесах ТТМ збільшуються до $P_{k11}=P_{k12}=15667$ Н за $0 < t < 1$ с і стабілізуються на значенні $P_{k11}=P_{k12}=5478$ Н після закінчення розгону. Так саме за $t>1$ с дотичні сили тяги на задніх колесах ТТМ стабілізуються зі значеннями $P_{k21}=P_{k22}=3473$ Н, а під час розгону набувають найбільшого значення $P_{k21}=P_{k22}=10442$ Н.

Література

1. Bulgakov V., Ivanovs S., Adamchuk V., Antoshchenkov R. Investigations of the Dynamics of a Four-Element Machine-and-Tractor Aggregate. *Acta Technologica Agriculturae*. 2019. Vol. 22. № 4. P. 146-151.
2. Antoshchenkov R., Halych I., Nikiforov A., Cherevatenko H., Chyzhykov I., Sushko S., Ponomarenko N., Diundi S., Tsebriuk I. Determining the influence of geometric parameters of the traction-transportation vehicle's frame on its tractive capacity and energy indicators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2022. № 2 (7-116). P. 60-61.
3. Kondratiev A. Improving the mass efficiency of a composite launch vehicle head fairing with a sandwich structure. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 6. No 7 (102). P. 6-18.
4. Osadchyy V., Nazarova O., Brylysty V. Laboratory Stand for Research of Energy Characteristics of Electric Vehicle Drives. *IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES)*. 2021. P. 1-4.
5. Osadchyy V., Nazarova O., Olieinikov M. The Research of a Two-Mass System with a PID Controller, Considering the Control Object Identification. *IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES)*. 2021. P. 1-5.
6. Antoshchenkov R., Antoshchenkova V., Kis V., Smitskov D. Increasing accuracy of measuring functioning parameters of agricultural units. *Engineering for Rural Development*. 2023. №22. P. 210-215.
7. Padureanu V., Lupu M.I., Canja C.M. Theoretical research to improve traction performance of wheeled tractors by using a supplementary driven axle. *Computational Mechanics and Virtual Engineering*. 2013. P. 410-415.
8. Amit Suhane R.S. Rana R.P. Prospects of Torsen Differential in Four Wheel Drive Automobile Transmission System. *Materials Today: Proceedings*. 2018. Vol. 5. Issue 2. Part 1. P. 4036-4045.
9. Awadallah M., Tawadros P., Walker P., Zhang N. Dynamic modelling and simulation of a manual transmission based mild hybrid vehicle. *Mechanism and Machine Theory*. 2017. Vol. 112. P. 218-239.
10. Jiageng Ruan Y.T., Zhang N., Wu J., Walker P. Modelling and control of a novel two-speed transmission for electric vehicles. *Mechanism and Machine Theory*. 2018. Vol. 127. P. 13-32.

References

1. Bulgakov, V., Ivanovs, S., Adamchuk, V., Antoshchenkov R. (2019). «Investigations of the Dynamics of a Four-Element Machine-and-Tractor Aggregate». *Acta Technologica Agriculturae*. Vol. 22. № 4. pp. 146-151. DOI: <https://doi.org/10.2478/ata-2019-0026>.
2. Antoshchenkov, R., Halych, I., Nikiforov, A., Cherevatenko, H., Chyzhykov, I., Sushko, S., Ponomarenko, N., Diundi, S., Tsebriuk, I. (2022). «Determining the influence of geometric parameters of the traction-transportation vehicle's frame on its tractive capacity and energy indicators». *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. № 2 (7-116). pp. 60-61. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.254688>.
3. Kondratiev, A. (2019). «Improving the mass efficiency of a composite launch vehicle head fairing with a sandwich structure». *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. Vol. 6. No 7 (102). pp. 6-18. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.184551>.
4. Osadchyy, V., Nazarova, O., Brylysty, V. (2021). «Laboratory Stand for Research of Energy Characteristics of Electric Vehicle Drives». *IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES)*. pp. 1-4. DOI: <https://doi.org/10.1109/MEES52427.2021.9598661>.
5. Osadchyy, V., Nazarova, O., Olieinikov, M. (2021). «The Research of a Two-Mass System with a PID Controller, Considering the Control Object Identification». *IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES)*. pp. 1-5. DOI: <https://doi.org/10.1109/MEES52427.2021.9598542>.
6. Antoshchenkov, R., Antoshchenkova, V., Kis, V., Smitskov, D. (2023). «Increasing accuracy of measuring functioning parameters of agricultural units». *Engineering for Rural Development*. №22. pp. 210-215.
7. Padureanu, V., Lupu, M.I., Canja, C.M. (2013). «Theoretical research to improve traction performance of wheeled tractors by using a supplementary driven axle». *Computational Mechanics and Virtual Engineering*. pp. 410-415. Available at: <http://hdl.handle.net/123456789/415>.
8. Amit Suhane, R.S. Rana, R.P. (2018). «Prospects of Torsen Differential in Four Wheel Drive Automobile Transmission System». *Materials Today: Proceedings*. Vol. 5. Issue 2. Part 1. pp. 4036-4045. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.11.664>.
9. Awadallah, M., Tawadros, P., Walker, P., Zhang, N. (2017). «Dynamic modelling and simulation of a manual transmission based mild hybrid vehicle». *Mechanism and Machine Theory*. Vol. 112. pp. 218-239. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.02.011>.
10. Jiageng Ruan, Y.T., Zhang, N., Wu, J., Walker, P. (2018). «Modelling and control of a novel two-speed transmission for electric vehicles». *Mechanism and Machine Theory*. Vol. 127. pp. 13-32. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018>.

Стаття надійшла до редакції 15.07.2023 р.