

В.Л. ЧЕРНИШЕВ, **П.М. КАЛІНІН,** **М.Є. СЕРГІЄНКО,** **А.М. СЕРГІЄНКО,**
М.Г.МЕДВЕДЄВ, Д.Є. ХАУСТОВ

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У СИЛОВІЙ ПЕРЕДАЧІ ТРАНСМІСІЇ ВІЙСЬКОВОЇ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ

Розглядається питання вдосконалення чисельно-аналітичного методу моделювання перехідних процесів у силовій передачі військової гусеничної машини (ВГМ). Наведені результати чисельного моделювання динамічних процесів у силовій передачі ВГМ на прикладі Т-64Б в режимі його розгону на рівній бетонній трасі показують суттєвий взаємний вплив елементів силової передачі і необхідність розгляду означених процесів у замкнутій системі «середовище-машина-водій». Запропонована методика аналітичного моделювання роботи силової передачі ВГМ дозволяє враховувати особливості керування водієм рухом машини, дослідити роботу системи регулювання двигуном, аналізувати роботу фрикційних пристроїв бортових коробок передач, оцінити працездатність складових деталей та вузлів трансмісії машини. Наведені шляхи вдосконалення методики дослідження перехідних процесів у силовій передачі ВГМ. За результатами досліджень встановлена ефективність запропонованої методики динамічних досліджень та поширення її на інші аналогічні об'єкти досліджень.

Ключові слова: силова передача, бортова коробка передач, трансмісія, планетарний ряд, фрикційний пристрій, динаміка, потужність, обертовий момент, кутові швидкості і прискорення, метод динамічного стану.

V. CHERNYSHEV, **P. KALININ,** **N. SERGIENKO,** **A. SERGIENKO,** **N. MEDVEDEV,**

D. KHAUSTOV

MODELING OF TRANSITIONAL PROCESSES IN THE POWER TRANSMISSION OF THE TRANSMISSION OF A MILITARY TRACKED VEHICLE

The issue of improving the numerical-analytical method of modeling transient processes in the power transmission of a military tracked vehicle MTV is under consideration. The results of the numerical modeling of dynamic processes in the MTV power transmission using the example of the T-64B in its acceleration mode on a flat concrete track show the significant mutual influence of the power transmission elements and the need to consider the specified processes in the closed system "environment-machine-driver". The proposed method of analytical modeling of the operation of the MTV power transmission allows you to take into account the features of the driver's control of the machine's movement, investigate the operation of the engine control system, analyze the operation of the friction devices of on-board gearboxes, evaluate the performance of the machine's components and transmission units. Ways of improving the methodology of researching transient processes in the power transmission of MTV are given. Based on the research results, the effectiveness of the proposed dynamic research methodology and its extension to other similar research objects have been established.

Key words: power transmission, on-board gearbox, transmission, planetary series, friction device, dynamics, power, torque, angular velocities and accelerations, dynamic state method.

Вступ.

Відомо, що тенденції розвитку сучасних військових гусеничних машин (ВГМ), зокрема, інтенсифікація процесів їх експлуатації, веде до зростання динамічних процесів у деталях та вузлах конструкції, що впливає на показники їх надійності та скорочує їх ресурс. Зниження рівня динамічної навантаженості вузлів та деталей, які працюють в умовах нестационарного навантаження відносять до найбільш складних проблем проектування машин загалом.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Дослідженню динамічних процесів у машинах присвячена велика кількість досліджень [1, 2 та ін.], які охоплюють різні класи машин, різні постановки задач [3, 4] та різні методи їх вирішення. Відсутність єдиного підходу до вирішення означених задач спонукає розробкам методик вирішення часткових задач динаміки конкретних машин [5, 6, 7, 8]. Зрозуміло, що результати багатьох досліджень динаміки об'єктів військової техніки мають обмежений

доступ, проте задачі сьогодення потребують проведення досліджень динамічних процесів, які можуть бути застосовані зараз та орієнтовані на день завтрашній.

Силова передача ВГМ є однією з основних систем, що визначає їх тактико-технічні характеристики та показники надійності, рухливості і працездатності.

Результати проведених досліджень показали, що ВГМ необхідно розглядати як замкнуту систему «середовище-машина-водій» [9]. Такий підхід дозволяє враховувати взаємний вплив фізико-механічних властивостей несучої системи ВГМ, режимів її руху, систем її компонування та підресорювання, параметрів двигуна і трансмісії, дій водія-механіка на органи керування, а також зворотньої реакції машини на членів екіпажу.

Для вирішення означеної проблеми з використанням методів математичного моделювання була розроблена інформаційна технологія «Gill» [9], яка описувала конкретний технічний об'єкт з урахуванням усіх фізичних і динамічних процесів, що відбуваються у його підсистемах. Застосована у системі «Gill» блочна структура робить її досить гнучкою і допускає швидке перенастроювання системи, а застосований розрахунковий метод динамічного стану [10, 11], дозволяє швидко та з високою ймовірністю вирішувати усі питання конструювання технічних об'єктів, зокрема, компонування, розробку ходової частини та системи керування.

Аналогом такої системи є стандарт НАТО з оцінки показників рухомості танків АММ-75 та програма NTVPM, яка розроблена BONG J.Y. (Канада). У радянському танкобудуванні аналогів не виявлено, а окремі відкриті зарубіжні публікації присвячені, як правило, частковим питанням. Зокрема, у [12] описана методологія оцінки конструктивних та тактико-технічних характеристик силової передачі НМРТ-500, а у [13] наведений розподіл потужності у трансмісіях танків «Leopard», «Merkaва», «Abrams» при вимкненій передачі, тобто, без урахування ударних навантажень, що дозволяє орієнтовно оцінити міцність зубчастих передач трансмісій. Спрощена лінійна модель роботи трансмісії НМРТ-500-3 [14] не враховує сумісну роботу двигуна, системи підресорювання та режими управління подачею палива і переключення передач, що суттєво знижує оцінку показників надійності трансмісії. Аналіз терміну розробки силового блоку ЕРР для танка «Leopard-2DEMO2», який надалі застосовано на танку «Leclerc» і та гаубиці «PzH-2000», свідчить про високу ймовірність застосування у роботі методу математичного моделювання [15].

З урахуванням вище зазначеного вважаємо, що в умовах підвищення вимог до показників рухомості та надійності машин, зниження масо-габаритних параметрів, збільшення потужності двигунів та їх сумісності з трансмісією, вдосконалення проектно-математичного апарату і підвищення можливостей сучасної обчислювальної техніки, роль методів математичного моделювання зростає. Отже існує актуальна потреба у розробці та вдосконаленні математично коректних і достатньо простих для алгоритмізації та чисельної реалізації методів дослідження динамічних процесів у приводних системах машин військового призначення.

Мета та постановка задачі.

Метою даної роботи є удосконалення методики чисельно-аналітичного моделювання перехідних процесів у силовій передачі ВГМ, дослідження спільної роботи складових елементів трансмісії силової передачі у перехідному режимі роботи, – оцінка перспектив пошуку оптимально-раціональних рішень та розширення класу досліджуваних машин.

Моделювання перехідних процесів у силовій передачі трансмісії ВГМ.

Традиційно базові конструкції силових передач ВГМ проектувались у номінальних режимах роботи з урахуванням сталих коефіцієнтів динаміки. Врахування особливостей конкретних ВГМ та взаємний зв'язок елементів їх силових передач дозволяє уточнювати розвиток динамічних процесів у досліджуваних ВГМ.

У якості тестового об'єкта для аналітичного моделювання динаміки перехідних процесів вибрана ВГМ типу Т-64Б і її силова передача (СП).

Моделювання динамічних процесів у елементах СП проводимо у штатному виконанні [16] для режиму його зрушення з місця та розгону на горизонтальній бетонній трасі до регламентованої швидкості (50 км/год). Останнє дозволяє не враховувати вплив профілю

місцевості та виключити із моделювання системи підресорювання, спрощуючи вирішення поставленої задачі, проте не впливає на розробку методики моделювання в цілому.

СП розглядається як замкнута система «механік-водій – система керування (СК) – система автоматичного регулювання (САР) – двигун – дві бортові коробки передач (БКП) – момент зовнішнього навантаження (M_H)», а її структурна схема наведена на рис. 1.

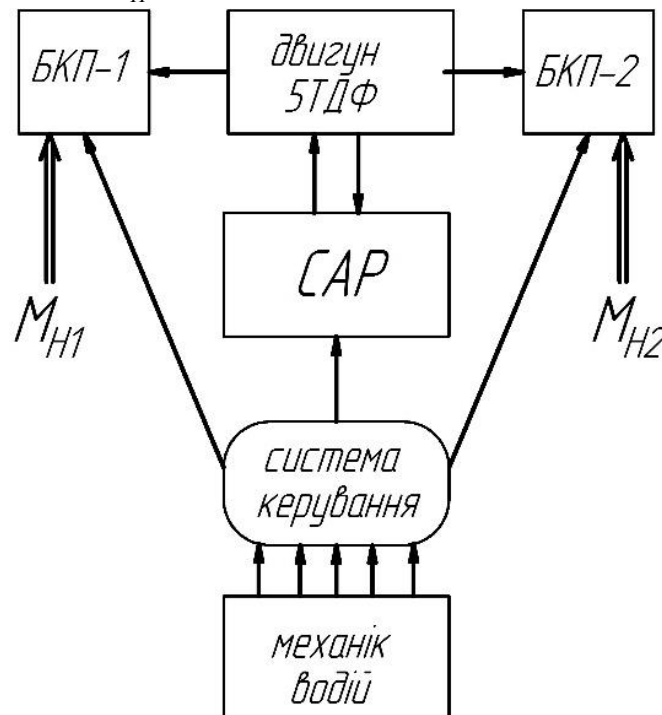


Рис. 1 – Структурна схема СП

Для вирішення задачі аналізу динамічних процесів у СП розроблена проектно-математична модель, яка описує поведінку об'єкта дослідження у режимі розгону за визначеним алгоритмом керування рухом.

Розглянемо складові елементи досліджуваної замкнутої системи СП.

1) Механік-водій. Динамічні процеси у СП та можливості реалізації швидкісного режиму руху машини суттєво залежать від алгоритму керування рухом машини та дій механіка-водія через органи керування СК у залежності від цільової настанови: розгін чи гальмування машини за рахунок двигуна, переключення на вищу чи нижчу передачу і т.д., у відповідності з правилами водіння бойових машин [17].

Питанням моделювання дій механіка-водія традиційно відводиться багато уваги [18, 19]. Механік-водій, як правило, виконує дві функції:

По-перше, попереджувальне визначення зміни параметрів зовнішнього середовища і створення відповідних керуючих дій. Реакція механіка-водія є результатом переробки безлічі сигналів, що надходять в його центральну нервову систему через органи чуття з неоднаковим тимчасовим запізненням і різними рівнями похибок сприйняття. Складність математичного моделювання цієї діяльності механіка-водія полягає в тому, що людина-оператор не вимірює окремі параметри, а оперує образами і алгоритмізація такої переробки інформації ще не вироблена [18].

Друга функція полягає в здійсненні зворотного зв'язку за результатами оцінки (за приборами) відповідності параметрів руху заданим. При управлінні машиною механік-водій орієнтується на ті параметри, які можна кількісно оцінювати і які мають домінуюче значення. Основними параметрами інформації про стан руху машини є режим роботи двигуна, швидкість руху тощо. Точність оцінки цих параметрів і похибки, що допускає водій при керуванні, спрямовані на забезпечення руху відповідно до обраних критеріїв якості і носять випадковий характер.

Враховуючи це, а також здатність до навчання, механіка-водія необхідно розглядати як адаптивну систему з випадковими параметрами, а зв'язок візуальних, слухових і вестибулярних відчуттів механіка-водія з його діями та переміщеннями органів управління треба описувати диференціальними рівняннями. В умовах високої інтенсивності потоку інформації механік-водій не може відразу ж приступити до обробки відхилення параметрів руху і інформація деякий час чекає черги на переробку. У цих умовах швидкодія механіка-водія зменшується. З огляду на випадковий характер параметрів, що характеризують передавальні властивості водія, при відомих функціях розподілу можна враховувати ймовірність своєчасності виконання регулювання. При моделюванні дій механіка-водія, як правило, приймається, що він веде спостереження і керування по одній координаті. Звернення ж до реальних завдань показує, що людина враховує безліч різних аспектів навколишнього середовища, не знаючи характеру їх взаємодії [19].

Пропонований в роботі метод моделювання дозволяє здійснювати застосування зазначених принципів при організації алгоритмічного забезпечення і побудови програм управління, що забезпечить, поряд зі спрощенням системи управління, підвищення її стійкості і здатність адаптуватися до конкретних умов функціонування об'єкта.

З урахуванням вищенаведеного вплив механіка-водія на органи керування СП описуємо кількома алгоритмами, зокрема, у вигляді рівнянь:

$$\frac{d\varphi_i}{dt} = \begin{cases} a_{i1}(\varphi_{i\max} - \varphi_i) \\ a_{i2}(\varphi_{i\min} - \varphi_i) \end{cases} \quad (1)$$

де $i = 1 \dots 3$ – номер органу керування (1 – педаль подачі палива, 2 – педаль зчеплення, 3 – педаль зупинного гальма); a_{i1}, a_{i2} – коефіцієнти кваліфікації механіка-водія, які мають стале або випадкове визначення; $\varphi_{i\max}, \varphi_{i\min}$ – відносні граничні значення положення i -го органу керування.

2) Двигун. У якості двигуна СП використовується 5ТДФ – п'яти циліндровий, однорядний, двотактний турбопоршневий дизель рідинного охолодження з безпосередніми сумішоутворенням і прямоточною двопоршневою продувкою [20], при аналітичному моделюванні роботи якого були зроблені наступні допущення: дизель розглядаємо як одномасову механічну систему з моментом інерції I_o , який враховує моменти інерції кривошипно-шатунної групи дизеля, вхідних валів та валів сонячних шестірень 1, 2 і 3 планетарних рядів БКП-1 та БКП-2 (рис. 1, 2); зневажаємо процесами газообміну, стиску, сумішоутворення, горіння, а також обертовими коливаннями колінчатого валу і валу нагнітача.

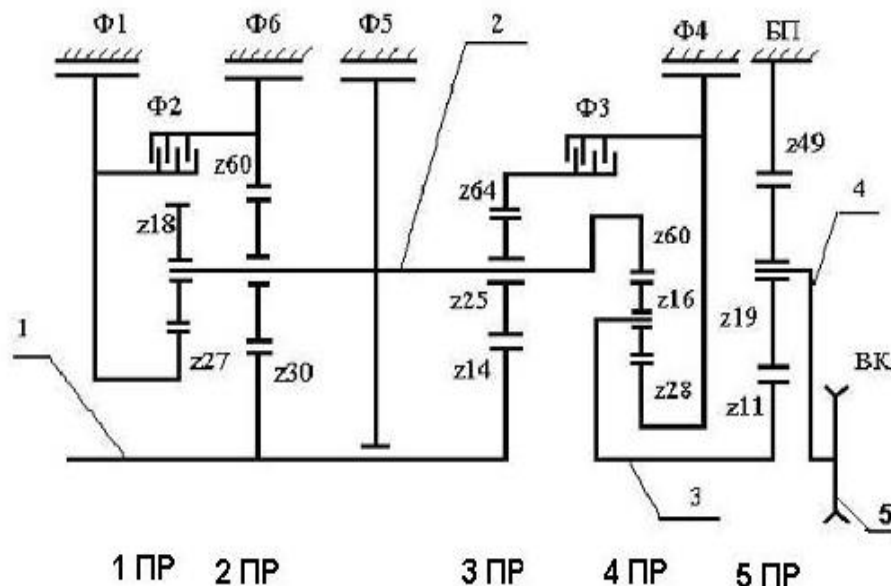


Рис. 2 – Кінематична схема БКП

У якості вихідних параметрів дизеля використовуються кутова швидкість ω_0 обертання колінчатого вала і обертовий момент M_0 на колінчастому валу, залежність якого від положення робочої точки дизеля $A(\omega_0, h_p)$, з урахуванням втрат енергії на всмоктування та вихлоп, холостих втрат, на роботу допоміжних механізмів, підшипників і системи охолодження (рис. 3).

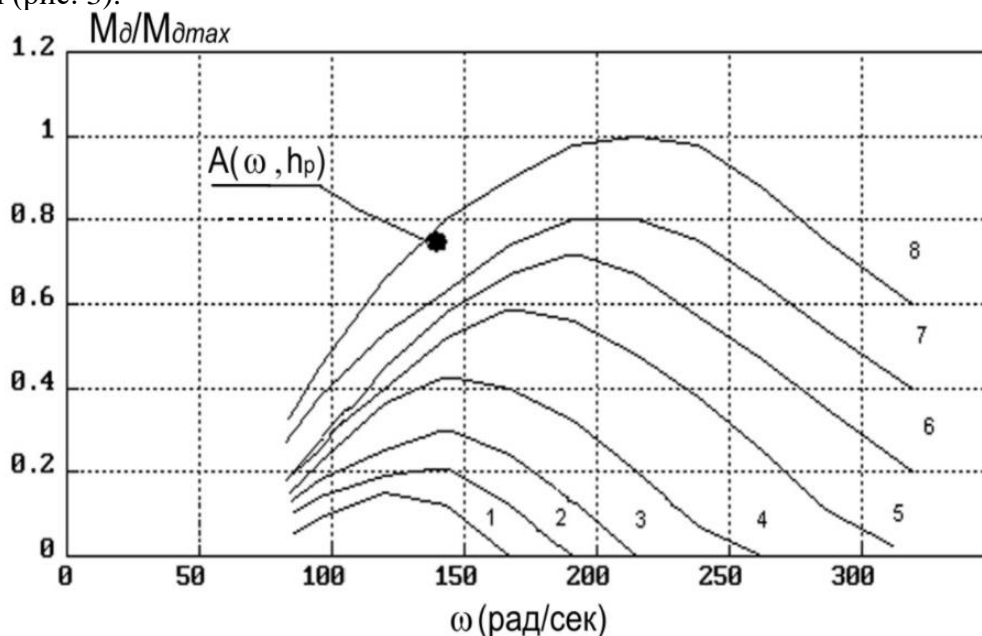


Рис. 3 – Характеристика двигуна 5ТДФ при фіксованих положеннях рейки паливних насосів ($k=1..8$).

3) **БКП** – семишвидкісна планетарна коробка передач була розроблена ще півсторіччя тому з 30% запасом по потужності [16]. Невдалі спроби розробити гідну їй заміну [11, 21, 22] зробили цю БКП основною для великої лінійки сучасних танків, тягачів та інженерних машин.

БКП включає у себе вхідний вал 1, який за допомогою зубчастої муфти з'єднується з колінчастим валом дизеля, складне водило 2, вихідний вал 3, бортову передачу 4 та ведуче колесо 5 (рис. 2). Основними вузлами БКП є чотири планетарні ряди (ПР): 1ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР, бортова передача (5ПР) та шість фрикційних пристроїв (ФП): Ф1, Ф2, Ф3, Ф4, Ф5, Ф6.

ФП керують роботою ПР: Ф1, Ф4, Ф5 і Ф6 гальмують елементи ПР, а Ф2 і Ф3 – їх блокують. У 1ПР відсутній епіцикл, 2ПР і 3ПР мають загальну сонячну шестірню, а водило 1ПР, 2ПР і 3ПР виконано як єдина складальна одиниця. Кожний ФП складається з пакета сталевих та металокерамічних дисків, що працюють в мастилі, і стискаючого пристрою (СП). Включення ФП БКП здійснюється шляхом подачі мастила під тиском у СП у залежності від номера поточної передачі БКП. Номера включених ФП і максимальні розрахункові швидкості руху у залежності від номера передачі БКП приведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Параметри бортової коробки передач

Номер передачі	1	2	3	4	5	6	7	ЗХ
ФП, що включені	3, 4	4, 6	3, 6	1, 4	1, 3	2, 4	2, 30	3, 5
V_{\max} , км/год	7,41	13,8	17,4	21,8	29,8	41,2	60,5	4,22

Вимикання ФП здійснюється за рахунок зміни тиску мастила у СП і роз'єднання дисків тертя за рахунок віджимних пружин. У виключеному стані між дисками тертя існує зазор, що гарантує відсутність передачі моменту.

Включення ФП Ф4 і Ф5, що забезпечують гальмування й утримання машини на підйомах і спусках, здійснюється за допомогою спеціального механізму за рахунок переміщення педалі зупинного гальма.

Моменти тертя у j -ому ФП описуємо залежністю

$$M_{\phi_j} = (P_j(t) - P_{Пj}) \cdot z_{\phi_j} \cdot S_{\phi_j} \cdot R_{\phi_j} \cdot \mu_T \quad (2)$$

де $P_j(t)$, $P_{Пj}$ – тиск мастила та протидія пружини у СП ФП; z_{ϕ_j} , S_{ϕ_j} , R_{ϕ_j} – відповідно, число пар тертя, площа диску тертя та середній радіус тертя ФП; μ_T – коефіцієнт тертя з урахуванням величини швидкості ковзання поверхонь тертя [23].

4) **САР.** Важливе місце в реалізації алгоритмів керування рухом машини належить САР дизелем, яка забезпечує заданий механіком-водієм швидкісний режим роботи дизеля, визначену величину тиску повітря на виході з нагнітача повітря та зміну подачі палива при роботі дизеля на режимі зовнішньої характеристики [20] і суттєво впливає на розвиток перехідних процесів у СП.

До складу САР входять всережимний регулятор (ВР) чисел обертів дизеля, пристрій корекції подачі палива і пристрій керування лопатками нагнітача повітря, які конструктивно виконані у одному агрегаті [20].

ВР підтримує заданий механіком-водієм швидкісний режим роботи дизеля і при цьому обмежує його максимальну швидкість обертання та відслідковує мінімальну швидкість холостого ходу.

ВР має один канал зворотного зв'язку по кутовій швидкості ω_δ і його математична модель описується рівняння відносно переміщення z золотника сервомотора регулятора і переміщення h_p рейки паливних насосів

$$\begin{aligned} \frac{dz}{dt} &= f(\omega_\delta, z, h_p, \theta, Y) \\ \frac{dh}{dt} &= g(\omega_\delta, z, h_p, \theta, Y) \end{aligned} \quad (3)$$

де функції параметрів регулятора $f(\omega_\delta, \theta, z, Y, h_p)$ і $g(\omega_\delta, \theta, z, Y, h_p)$ визначаються експериментально в стендових умовах і вважаються відомими.

5) **Навантаження** на ведучі колеса M_{H1} і M_{H2} представляються як функції опору руху з урахуванням холостих втрат в гусеничному русії.

Аналітичне моделювання динаміки СП у відповідності до структурної схеми (рис. 1) будується на основі рівнянь Лагранжа 2-го роду.

Безумовно, що характеристики течії перехідних процесів в СП залежить від урахування податливості деталей СП. Відомо що податливість деталей трансмісії машини суттєво впливає на характер високочастотних коливань, а на процес руху машини не впливає. Податливість кожного елемента СП збільшує степінь вільності і збільшує порядок диференціальних рівнянь, а тому прийнято враховувати податливість тільки елементів, пружні деформації яких суттєво впливають на потенційну енергію системи. Враховуючи поставлену у роботі задачу податливістю деталей СП нехтуємо.

Для аналітичного моделювання динаміки СП обрано п'ять узагальнених колових та вісім узагальнених силових параметрів:

- ω_δ – кутова швидкість колінчастого вала дизеля;
- $\omega_{31}, \omega_{241}, \omega_{32}, \omega_{242}$ – кутові швидкості складного водила та водила 4ПР, відповідно, БКП-1 і БКП-2.
- M_{Cij} – крутний момент на сонці i -ого планетарного ряду j -ої БКП ($i=1, 2, 3, 4; j=1, 2$).

Крутні моменти на основних ланках (сонці (С), епіциклі (Е) та водилі (В)) планетарних рядів пов'язані між собою рівняннями [23]

$$\begin{aligned} M_E &= K \cdot M_C; \\ M_B &= (K + 1)M_C; \\ M_C + M_B + M_E &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

де K – характеристика планетарного ряду.

Відповідно до принципу Д'аламбера, диференціальне рівняння обертального руху k -ого твердого тіла навколо своєї осі має вид:

$$J_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt} = M_{k\text{ вх}} - M_{k\text{ вих}} - M_{k\text{ втр}} \quad (5)$$

де: $M_{k\text{ вх}}$, $M_{k\text{ вих}}$, $M_{k\text{ втр}}$ – моменти, відповідно, вхідний, вихідний та втрат.

Відзначимо, що колові швидкості основних елементів планетарних рядів визначається за правилом Віллеса [23], і це дозволяє рівняння (5) використовувати як рівняння руху усіх ланок СП.

Якщо помножити праву і ліву частини рівняння (5) на поточну кутову швидкість ω_k , то отримаємо умову балансу потужностей для k -ої ланки СП:

$$N_k = N_{k\text{ вх}} - N_{k\text{ вих}} - N_{k\text{ втр}} \quad (6)$$

Величина $N_k = J_k \cdot \omega_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt}$ характеризує інерційну потужність, а добуток $\omega_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt}$ –

інтенсивність протікання перехідних процесів у k -ій ланці СП.

Диференціальні рівняння руху обертальних мас БКП побудовані з використанням принципу Коши. Як приклад, наводимо деякі рівняння:

- **Маса 1** (Дизель і приєднані до нього ланки БКП-1 та БКП-2):

$$J_\partial \cdot \frac{d\omega_\partial}{dt} = M_{\partial a} - M_{\partial b} + M_{C11} + M_{C21} + M_{C31} + M_{C12} + M_{C22} + M_{C32} \quad (7)$$

- **Маса 2** (складне водило БКП-1):

$$J_{21} \frac{d\omega_{21}}{dt} + (1 - K_1) \cdot M_{C11} + (1 - K_2) \cdot M_{C21} + (1 - K_3) \cdot M_{C31} + K_4 \cdot M_{C41} = M_{\partial x} - M'_{\phi 5} \quad (8)$$

де $M'_{\phi 5} = M_{\phi 51} \cdot \text{sign } \omega_{21}$;

- **Маса 3** (водило 4ПР БКП-1):

$$J_{341} \frac{d\omega_{341}}{dt} + (1 + K_4) \cdot M_{C41} = -M_{H1} \cdot \frac{1}{(1 - K_5)} \quad (9)$$

ФП БКП мають дві умови включення: кінематичну і силову. Як приклад, умови включення фрикціону $\Phi 1$ (рис. 2) мають вигляд:

- Кінематична умова включення:

$$\frac{d\omega_\partial}{dt} - (1 - K_1) \cdot \frac{d\omega_{21}}{dt} = 0 \quad (10)$$

- Умова силового включення:

$$K_1 \cdot M_{C11} - M_{\phi 11} - M_{\phi 21} = 0 \quad (11)$$

де: $M_{\partial a}, M_{\partial b}$ – моменти рушійних сил та втрат на колінчастому валу дизеля; $M_{\phi 11}, M_{\phi 21}$ – моменти тертя у ФП $\Phi 1$ та $\Phi 2$ БКП-1; J_{21}, J_{341} – моменти інерції складного водила БКП-1 та водила 4ПР БКП-1; $M_x, M_{\phi 5}$ – моменти холостого хода дизеля та тертя на $\Phi 5$ БКП-1; M_{H1} – момент зовнішнього навантаження на БКП-1; K_m – характеристики планетарних рядів БКП СП.

Знаки перед моментами визначаються автоматично, у залежності від напрямків потоків потужності.

Момент тертя у j -ому ФП описуємо залежністю

$$M_{\phi_j} = (P_j(t) - P_{\Pi_j}) \cdot z_{\phi_j} \cdot S_{\phi_j} \cdot R_{\phi_j} \cdot \mu_T \quad (12)$$

де $P_j(t)$, P_{Π_j} – тиск мастила та протидія пружини у СП ФП; z_{ϕ_j} , S_{ϕ_j} , R_{ϕ_j} – відповідно, число пар тертя, площа диску тертя та середній радіус тертя ФП; μ_T – коефіцієнт тертя з урахуванням швидкості ковзання поверхонь тертя [17].

Метод моделювання. Існуючі методи математичного моделювання силових передач [24, 25] не відтворюють конструктивні особливості досліджуваної СП, алгоритми її керування, діючі кінематичні та силові зв'язки. Крім того включення, виключення і буксування ФП приводить до структурних змін СП і, відповідно, вона є неголоною механічною системою.

Моделювання перехідних процесів у СП Т-64Б виконано чисельно методом динамічного стану [11].

Отримані за цим методом диференціальні рівняння руху мас БКП, разом з рівняннями зв'язків, що накладаються ФП в залежності від номера поточної передачі, приведені до системи лінійних алгебраїчних рівнянь

$$A \cdot Y = B \quad (13)$$

де A – матриця динамічного стану силової передачі, Y – стовпець невідомих узагальнених параметрів, B – стовпець правої частини, який враховує вплив механіка-водія на рух машини.

Вирішуючи систему рівнянь (13), одержуємо узагальнені параметри моделі СП, що використовуються в підпрограмі рішення систем диференціальних рівнянь класичним методом Рунге-Кутти. Відзначимо, що отримані диференціальні рівняння руху СП є досить жорсткими, і визначення їх стійкого рішення явними методами Рунге-Кутти пов'язане з проблемою малого значення кроку чисельного методу, а це веде до збільшення часу інтегрування і обмеження класу поставлених для дослідження задач. З метою удосконалення чисельного методу [11] у роботі відпрацьований перехід на використання неявного методу Гіра рішення диференціальних рівнянь і показана ефективність такого переходу, а це дозволяє (у розвиток методології моделювання перехідних процесів у СП) ставити питання раціонального проектування СП і пошуку оптимально-раціональних рішень, наприклад, методом допустимих множин [26].

З метою підвищення універсальності програмного комплексу, що моделює динамічні процеси СП, окрім означеного вище, було покращено алгоритми розрахунку та вдосконалено блочну структуру комплексу.

Результати моделювання перехідних процесів у силовій передачі. За розробленою методикою аналітичного моделювання перехідних процесів у СП Т-64Б, яка реалізована у розробленому програмному комплексі, були проведені чисельні експерименти і встановлені наступні факти (рис. 4).

1. Час розгону танка на I передачі займає порядку $t = 6...7$ с і при цьому танк не може розігнатися на I передачі до заявленої розроблювачем швидкості $V = 7,41$ км/год. Причиною цього є буксування та значні втрати потужності у ФП Ф3, що приводить до нестійкої роботи Ф4.

2. При розгоні танка до $V = 50$ км/год танк пройшов відстань $S \approx 250$ м.

3. Після досягнення танком швидкості $V = 50$ км/год ($t = 35$ с), програмний модуль «Водій» починає реалізовувати режим гальмування методом вільного накату (виключає педаль зчеплення), а дизель 5ТДФ переводиться в режим мінімальної стійкої робочої швидкості $\omega \approx 180$ рад/с.

4. Отриманий закон зміни ходу $h_p(t)$ рейки паливних насосів показує, що максимальна подача палива відповідає ходу $h_p = 10,5$ мм і при цьому робоча крапка двигуна $A(\omega_\delta, h_p)$

переміщується на його зовнішню характеристику (крива 8, рис. 3). Відзначимо також, що максимальна подача палива в циліндри здійснюється при русі танка на VII передачі і займає близько $t = 8...9$ с, а це свідчить про недостатній коефіцієнт запасу ФП Ф3 та Ф4.

Отриманий закон зміни обертового моменту M_o двигуна 5ТДФ, як функції режимів руху і часу, з урахуванням холостих втрат потужності в самому дизелі і в системах, що забезпечують його працездатність, дозволяють визначити його вихідну потужність та ступінь завантаженості: На I передачі дизель 5ТДФ не довантажений і його вихідна потужність складає близько 230 кВт; На II–V передачах робоча точка дизеля виходить на зовнішню характеристику; При русі на VI передачі дизель досить довго «втягує» ($t = 5...7$ с) танк до швидкості $V = 40$ км/год, що показує на його недостатню потужність.

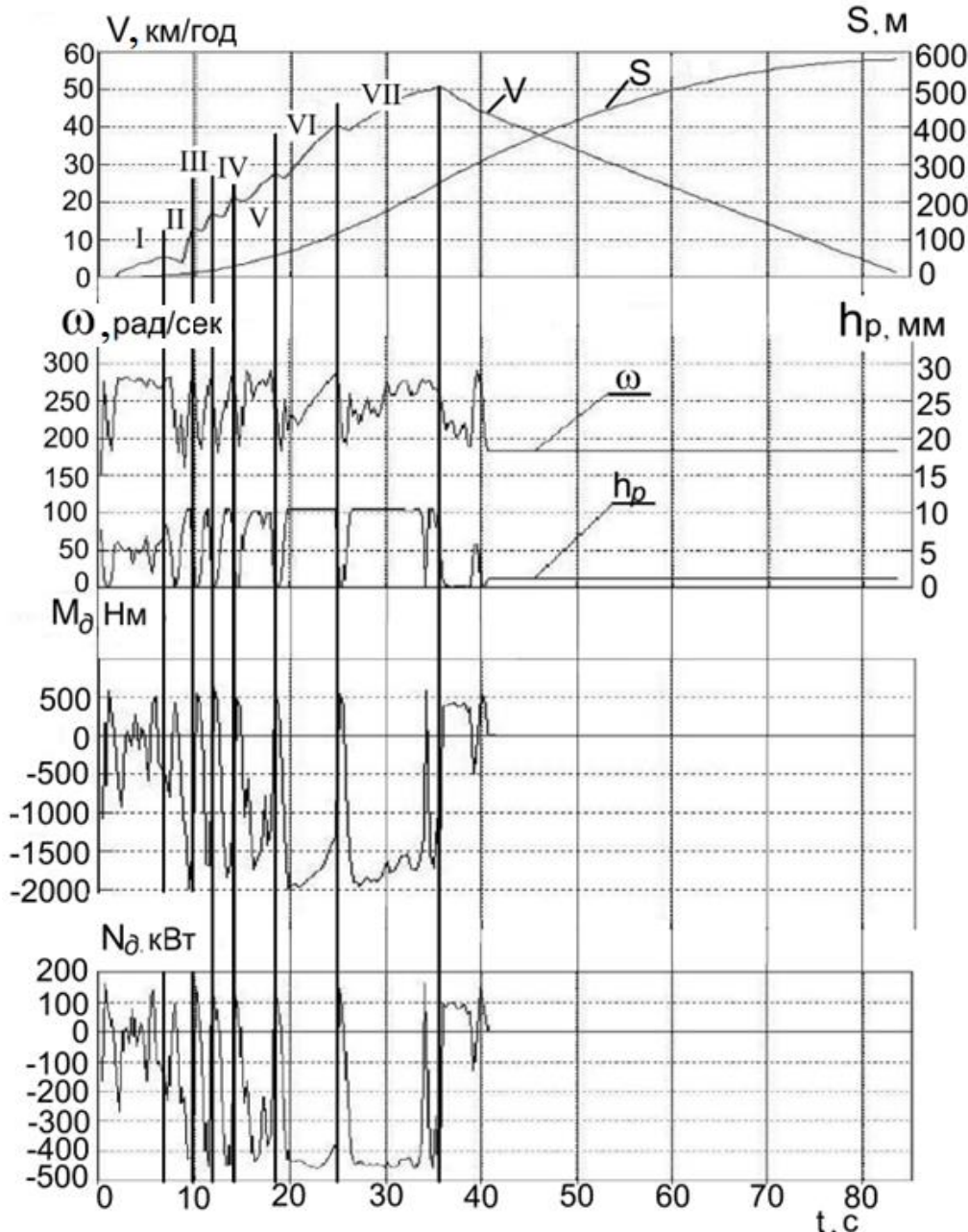


Рис. 4 – Результати аналітичного моделювання роботи СП Т-64Б

1. Алгоритми керування рухом танка припускають переключення передачі в БКП на вищу передачу в точках максимальної потужності, що відповідає швидкості обертання дизеля $\omega_o = 290$ с⁻¹.

2. Прагнення розробити ВР, що утримує робочу точку дизеля на регуляторних режимах, приводить до виникнення у системі інтенсивних динамічних навантажень і тим самим виявляється не ефективним.

3. Отримані результати роботи дизеля 5ТДФ в об'єктових умовах суттєво відрізняються від стендових іспитів при постійному навантаженні і робити висновки про працездатність досліджуваних СП та їх надійність за результатами тільки стендових іспитів не допускається.

4. Аналіз крутних моментів на сонці ПР-3 показує на «зрив» ФП Ф3, причиною чого є неузгодженість передаточних чисел V та VI передач БКП та виникнення зустрічних потоків потужності, що складаються на загальному сонці ПР-1 та ПР-2.

5. Робота БКП на V передачі супроводжується інтенсивним ковзанням ФП Ф1 та Ф3, які мають знакозмінний характер, і це забезпечує рух танка. Проте після виключення ФП Ф1 та Ф3 через близько $t \approx 0,4$ с починається включення ФП Ф2 та Ф4, яке супроводжується автоколиваннями.

6. Найбільші втрати потужності на буксування мають блокуючі ФП Ф2 та Ф3 і це може привести до спікання металокерамічних дисків та виходу з ладу усієї БКП.

7. Результати проведеного тестування вдосконаленого програмного комплексу, що моделює динамічні процеси у СП, дали позитивний результат.

Висновки.

1. Представлена методика аналітичного моделювання динаміки перехідних процесів у силовій передачі ВГМ, тестова перевірка якої на прикладі розгону машини Т-64Б показала її ефективність, а отримані результати досить гарно характеризують реальні нестационарні фізичні процеси у ланках силовій передачі, які треба враховувати при вдосконаленні конструкції СП.

2. Запропонована методика аналітичного моделювання дозволяє розглядати силову передачу як замкнуту систему «водій-механік – СК – САР – двигун – дві БКП – зовнішнє навантаження» дозволяє показувати взаємний вплив складових СП одна на одну і розробляти рекомендації до покращення їх сумісної роботи.

3. Застосований метод динамічного стану дозволяє розглядати неголономні механічні системи із змінним числом вільності та ударні навантаження, що мають розриви похідної першого роду.

4. Представлена методика моделювання перехідних процесів у СП ВГМ і блочна структура її програмної реалізації може бути використана при моделюванні силових передач інших машин, зокрема, колісних машин типу БТР [27].

Список літератури

1. Sergienko, N. Load and wear of the open hinge of the tractor caterpillar drive/ N. Sergienko, N. Medvediev, A. Grabovskiy, A. Sergienko, N. Pavlova, Ye. Basova, S. Gubskiy // *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, 2022, Issue 12, pp.12-20. dx.doi.org/10.17683/ijomam/issue12.2
2. Сергиенко Н.Е. Исследование нагруженности звена гусеницы/ Н.Е. Сергиенко, А.В. Медведева, А.Н. Сергиенко // *Вісник НТУ „ХПІ”*. Зб. н. праць. Серія: Транспортне машинобудування. – 2017. – №5(1227). – С. 47-53.
3. Sergienko, N. Synthesis of the Energy-Saving Dry Dual Clutch Control Mechanism / N., Sergienko; P., Kalinin, I., Pavlenko; M., Ochowiak; V., Ivanov; A., Sergienko; N., Pavlova; Ye., Basova; O., Titarenko; A., Nazarov;, A., Krupińska; M., Matuszak; S., Włodarczak // *Appl. Sci.* 2023, 13, 829. <https://doi.org/10.3390/app13020829>
4. Сергієнко М.Є. До питання дослідження плавності руху повноприводного автомобіля/ М.Є. Сергієнко, П.М. Калінін, П.М. Алтухов, В.В. Виноградов, М.В. Линник // *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXX міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2022, 19-21 жовтня 2022 р.* / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С.181.
5. Сергієнко М.Є. Моделювання перехідних процесів машини зі здвоєним зчепленням в середовищі AMESIM/ М.Є. Сергієнко, В.С. Свідло, А.Г. Турчаніков // *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXVII міжн. н.-практ. конференції MicroCAD-2019, 15-17 травня 2019 р.*: у 4 ч. Ч. I. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С.209.

6. Сергієнко М.Є. Результати моделювання компонентів і робочих процесів гібридного автомобіля з асинхронним електродвигуном / М.Є. Сергієнко, Н.М. Павлова, А.М. Сергієнко, Б.Г. Любарський, А.М. Борисенко, П.М. Калінін, С.О. Губський, А.М. Древаль // *Вісник НТУ „ХПІ”*. Зб. н. праць. Серія: *Автомобіле- і тракторобудування*. – 2022. – №2. – С. 31-47. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.2.04
7. Сергиенко Н.Е. Взаимодействие систем оценки состояния водителя и экстренного торможения автомобиля / Н.Е. Сергиенко, С.И. Кондрашов, А.Н. Маренич, Н.Н. Павлова // *Вестник ХНАДУ и Северо-Восточного научного центра Транспортной академии Украины. Сборник научных трудов*. – Харьков, ХНАДУ. – 2016. – Вып. 75. – С. 63 – 67.
8. Сергієнко М.Є. Особенности использования электрического привода и систем управления на современных автомобилях / М.Є. Сергієнко, Б.Г. Любарський, М.И. Пастушина // *Вісник НТУ „ХПІ”*. Зб. н. праць. Серія: *Автомобіле- і тракторобудування*. – 2018. – №49(1325). – С. 40-49.
9. Чернышев В.Л. Информационная технология “Gill” и ее применение в создании подвижных комплексов вооружения / В.Л. Чернышев, С.В. Рагулин // Режим доступа: www.bvtv.narod.ru/1/gill/gill.htm. Дата звернення 15.04.23. – Назва з екрану.
10. Исаков П.П. Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов. Теория и расчет / П.П. Исаков, П.Н. Иванченко, А.Д. Егоров – 1981. – 302 с.
11. Чернышев В.Л. Исследование динамической нагруженности планетарных передач методом динамического состояния / В.Л. Чернышев // *Механіка та машинобудування*. Х.: ХДПУ, 1997. – №1. – С.96-102.
12. Hydromechanical Power Trains. Final Engineering Report. December 1974. Contract DAAEO7-72-C-0200. Performed Under the Technical Supervision O. MICV Project Office. U. S. Army Material Command.
13. Matthew G McGough. Linear Algebraic Modeling of Power Flow in the HMPT500-3 Transmission. 2012 TNDIA GROUND VEHICLE SYSTEMS ENGINEERING AND TECHNOLOGY SYMPOSIUM MODELING & Simulation, Testing and validation (MSTV) mini-symposium. August 14-16, 2012, Michigan.
14. MPT’91. ISME International Conference on Motion and Powertransmissions, November 23 -26, 1991, Hiroshima, Japan.
15. Für den Leopard 2 ist ein noch stärkeres Triebwerk. *Soldat und Technik*, Oktober, 2012, S. 64.
16. Танки Т-64Б и Т-64Б1. *Техническое описание и инструкция по эксплуатации (ТО)*. Кн. 1, 1983. – 136 с.
17. Курс вождения боевых машин –1986.– 139 с.
18. Тараторкин И.А. Динамическая нагруженность гидромеханических трансмиссий транспортных машин / И.А. Тараторкин – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2009. – 151 с.
19. Шеридан Т.Б. Система человек – машина. Модели обработки информации, управление и принятие решения человеком – оператором / Т.Б. Шеридан, У.Р. Феррел. *Пер. с англ.* – 1980. – 400 с.
20. Быстроходный танковый двигатель 5ТДФ. *Техническое описание* –1970. – 184 с.
21. Чернышев В.Л. Проект “ЭТА”. Электро-механическая трансмиссия перспективного советского танка «Молот» (изд. 477) / В.Л. Чернышев // Режим доступа: www.bvtv.narod.ru/raznoe/eta.htm. Дата звернення 15.04.18. – Назва з екрану.
22. Харьковское конструкторское бюро по машиностроению имени А.А. Морозова – Х. : ХКБМ, 2007. – 150 с.
23. Планетарные передачи. *Справочник* / Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кудряшева –1977. – 536 с.
24. Стрелков А.Г. Конструкция быстроходных гусеничных машин / А.Г. Стрелков – 2005. – 610 с.
25. Белоутов Г.С. Метод математического моделирования переходных процессов в транспортных гусеничных машинах / Г.С. Белоутов // *Вестник бронетанковой техники*, 1975. – №5. – С.22-24.
26. Калінін П.М. До питання оптимально-раціонального проектування коробки передач автомобіля / П.М. Калінін // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: збірник наукових праць. Тематичний збірник «Проблеми механічного приводу»* – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. №41. – С. 49-53.
27. Чернышев В.Л. Впровадження інформаційної технології «Gill» для дослідження динамічних процесів в силових передачах авто бронетехніки / В.Л. Чернышев, П.М. Калінін, Ю.О. Остапчук, Ю.В. Жережон-Зайченко // *Службово-бойова діяльність Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи. Тези доповідей X науково-практичної конференції (29.03.2018)* – Х. : НАНГ України, 2018.

References (transliterated)

1. Sergienko, N. Loyad i protikannya zaliznychnoho katannya na tarilochnomu drive/ N. Sergienko, N. Medvedev, A. Grabovskiy, A. Sergienko, N. Pavlova, Ye. Basova, S. Gubskiy // *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, 2022, Issue 12, pp.12-20. dx.doi.org/10.17683/ijomam/issue12.2
2. Sergienko N.Ye. Vyvchennya navantazhenosti lanky husenytsi/ N.Ye. Sergienko, A.V. Medvedyeva, A.M. Sergienko // *Visnyk NTU „KHPI”*. Zb. n. prats'. Seriya: Transportne mashynobuduvannya. – 2017. – №5(1227). – S. 47-53.
3. Sergienko, N. Synthesis of Energy-Saving Dry Dual Clutch Control Mechanism / N., Sergienko; P., Kalinin, I., Pavlenko; M., Ochowiak; V., Ivanov; A., Sergienko; N., Pavlova; Ye., Basova; O., Titarenko; A., Nazarov.; A., Krupińska; M., Matuszak; S., Włodarczyk // *Appl. SCI*. 2023, 13, 829. <https://doi.org/10.3390/app13020829>

4. Sergienko M.Ye. Do pytannya doslidzhennya plavnosti rukhu povnopryvidnoho avtomobilya/M.Ye. Sergienko, P.M. Kalinin, P.M. Altukhov, V.V. Vynohradov, M.V. Linyk // Informatsiyi tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya: tezy dopovidey KHKHKH mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi MicroCAD-2022, 19-21 zhovtnya 2022 r. / za red. prof. Sokola Ye.I. - Kharkiv: NTU "KHPI". - C.181.
5. Sergienko M.Ye. Modelyuvannya perekhodnykh protsesiv mashyny zi zdvoynym zcheplennyam u seredovyshchi AMESIM/ M.Ye. Sergienko, V.S. Svidlo, A.H. Turchanykiv // Informatsiyi tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya: tezy dopovidey XXVII mizhn. n.-prakt.konferentsiyi MicroCAD-2019, 15-17 travnya 2019 r.: u 4 hod. CH. I. / za red. prof. Sokola Ye.I. - Kharkiv: NTU "KHPI". - S.209.
6. Sergienko M.Ye. Rezul'taty modelyuvannya komponentiv ta robochykh protsesiv hibrydnoho avtomobilya z asynkronnym elektrodvyhunom / M.Ye. Sergienko, N.M. Pavlova, A.M. Sergienko, B.G. Lyubars'kyi, A.M. Borysenko, P.M. Kalinin, S.O. Hubs'kyi, A.M. Dreval' // Visnyk NTU „KHPI“. Zb. n. prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. - 2022. - №2. - S. 31-47. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.2.04
7. Sergienko N.Ye. Vzeyemodiya system otsinky stanu vodiya ta ekstrenoho hal'muvannya avtomobilya / N.Ye. Sergienko, S.I. Kondrashov, O.M. Marenych, N.M. Pavlova // Visnyk KhNADU ta Pivnichno-Skhidnoho naukovoho tsentru Transportnoyi akademiyi Ukrainy. Zbirnyk naukovykh prats'. – Kharkiv, KhNADU. - 2016. - Vyp. 75. - S. 63 - 67.
8. Sergienko M.Ye. Osoblyvosti vykorystannya elektrychnoho pryvodu ta system keruvannya na suchasnykh avtomobilyakh / M.Ye. Sergienko, B.G. Lyubars'kyi, M.I. Pastushchyna // Visnyk NTU „KHPI“. Zb. n. prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. - 2018. - №49 (1325). - S. 40-49.
9. Chernyshov V.L. Informatsiyina tekhnolohiya “Gill” ta yiyi zastosuvannya u stvorenni rukhomykh kompleksiv ozbroynennya / V.L. Chernyshov, S.V. Rahulin // Rezhym dostupu: www.btvn.narod.ru/1/gill/gill.htm. Data zvernennya 15.04.23. - Nazva z ekranu.
10. Isakov P.P. Elektromekhanichni transmisii husenychnykh traktoriv. Teoriya ta rozrakhunok / P.P. Isakov, P.M. Ivanchenko, O.D. Yehorov - 1981. - 302 s.
11. Chernyshov V.L. Doslidzhennya dynamichnoyi navantazhenosti planetarnykh peredach metodom dynamichnoho stanu / V.L. Chernyshov // Mekhanika ta mashynobuduvannya. Kh.: KhDPU, 1997. - №1. - S.96-102.
12. Hydromechanical Power Trains. Final Engineering Report. December 1974. Contract DAAE07-72-C-0200. Performed Under the Technical Supervision of MICV Project Office. U. S. Army Material Command.
13. Matthew G McGough. Linear Algebraic Modeling of Power Flow v HMPT500-3 Transmission. 2012 TNDIA GROUND VEHICLE SYSTEMS ENGINEERING AND TECHNOLOGY SYMPOSIUM MODELING & Simulation, Testing and validation (MSTV) mini-symposium. August 14-16, 2012, Michigan.
14. MPT'91. ISME International Conference on Motian and Rowertransmissions, November 23 -26, 1991, Hiroshima, Japan.
15. Für den Leopard 2 ist ein noch stärkeres Triebwerk. Soldat und Technik, Oktober, 2012, S. 64.
16. Tanky T-64B ta T-64B1. Tekhnichnyy opys ta instruktsiya z ekspluatatsiyi (TO). Kn. 1, 1983. - 136 s.
17. Kurs vodinnya boyovykh mashyn -1986. - 139 s.
18. Taratorkin I.A. Dynamichna navantazhenist' hidromekhanichnykh transmisii transportnykh mashyn/I.A. Taratorkin - Kurhan: Vyd-vo Kurhans'koho derzh. un-tu, 2009. - 151 s.
19. Sheridan T.B. Systema lyudyna – mashyna. Modeli obrobky informatsiyi, upravlinnya ta pryynyattya rishennya lyudynoyu – operatorom/T.B. Sheridan, U.R. Ferrel. Prov. z anhl. - 1980. - 400 s.
20. Shvydkokhidnyy tankovy dvyhun 5TDF. Tekhnichnyy opys -1970. - 184 s.
21. Chernyshov V.L. Proekt "ETA". Elektro-mekhanichna transmissiya perspektyvnoho radyans'koho tanka "Molot" (vyd. 477) / V.L. Chernyshov // Rezhym dostupu: www.btvn.narod.ru/raznoe/eta.htm. Data zvernennya 15.04.18. - Nazva z ekranu.
22. Kharkivs'ke konstruktors'ke byuro z mashynobuduvannya imeni O.O. Morozova - Kh.: KHKBM, 2007. - 150 s.
23. Planetarni peredachi. Dovidnyk/Za red. V.M. Kudryavtseva ta Yu.M. Kudryasheva -1977. - 536 s.
24. Stryelkov A.H. Konstruktsiya shvydkokhidnykh husenychnykh mashyn/A.H. Strilkiv - 2005. - 610 s.
25. Biloutov H.S. Metod matematychnoho modelyuvannya perekhidnykh protsesiv u transportnykh husenychnykh mashynakh/H.S. Biloutov // Visnyk bronetankovoyi tekhniki, 1975. - №5. - S.22-24.
26. Kalinin P.M. Do pytannya optimal'no-ratsional'noho proektuvannya korobky peredach avtomobilya /P.M. Kalinin // Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KHPI»: zbirnyk naukovykh prats'. Tematychnyy zbirnyk «Problemy mekhanichnoho pryvodu» – Kh.: NTU «KHPI», 2013. №41. - S. 49-53.
27. Chernyshev V.L. Vprovadzhennya informatsiynoi tekhnolohiyi gill dlya doslidzhennya dynamichnykh protsesiv u sylovykh peredachakh avto bronetekhniki / V.L. Chernyshiv, P.M. Kalinin, YU.O. Ostapchuk, Yu.V. Zhrezhon-

Zaychenko // Sluzhbovo-boyova diyal'nist' Natsional'noyi hvardiyi Ukrainy: suchasnyy stan, problemy ta perspektyvy. Tezy dopovidey X naukovo-praktychnoyi konferentsiyi (29.03.2018) – Kh. : NANH Ukrainy, 2018.

Надійшла (received) 01.06.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Чернишов Володимир Леонідович (Chernyshov Volodymyr)

- кандидат технічних наук, доцент,

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Деталі машин і мехатронні системи», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8622-4130>; e-mail: chernyshevvl250751@gmail.com.

Калінін Павло Миколайович (Kalinin Pavel) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національна академія Національної гвардії України, доцент кафедри «Інженерна механіка»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9724-0630>; e-mail: pkalining@gmail.com.

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.

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

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

Хаустов Дмитро Євгенович (Khaustov Dmytro) – кандидат технічних наук, старший дослідник, Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного; Начальник Наукового центру Сухопутних військ; м. Львів, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0001-5542-2831>; e-mail: khaustov_d@ukr.net