

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ТА СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСМІСІЇ ШАХТНОГО ДИЗЕЛЕВОЗА У ВИПАДКУ ДИФЕРЕНЦІАЛА НА ВИХОДІ

Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет»,
проспект Дмитра Яворницького, 19, 49000, Дніпро,
Україна; e-mail: taran_70@mail.ru

Робота присвячена проблемі комплексного дослідження зміни силових, кінематичних та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічної трансмісії «з диференціалом на виході» при її роботі на тяговому та транспортному діапазонах руху шахтного дизелевоза. Значення основних параметрів трансмісії, а саме максимальної швидкості руху дизелевоза, максимальної кутової швидкості вала гідромотора та гідронасоса, максимального значення коефіцієнта корисної дії трансмісії, максимального перепаду робочого тиску в гідрооб'ємній передачі, були отримані шляхом розв'язання складеної у роботі системи алгебраїчних рівнянь. Розрахунок відбувається із залученням одночасно двох значень кутових швидкостей валів гідромашин та перепаду робочого тиску в передачі – поточного та попереднього, що дає можливість достатньо точно визначити значення всіх кінематичних, силових та енергетичних параметрів трансмісії. Визначення кожного параметру відбувається доти, доки значення досліджуваного параметру на попередній ітерації не стане рівним поточному значенню в межах заданої точності (розрахунки припинялися, коли різниця між попереднім та поточним значенням дорівнювала менше 1 %). Отримані результати будуть використані при визначенні вихідних даних для моделювання процесу гальмування шахтного дизелевоза.

Робота посвящена проблеме комплексного исследования изменения силовых, кинематических и энергетических параметров гидрообъемно-механической трансмиссии «с дифференциалом на выходе» при ее работе на тяговом и транспортном диапазоне движения шахтного дизелевоза. Значения основных параметров трансмиссии, а именно максимальной скорости движения дизелевоза, максимальной угловой скорости вала гидромотора и гидронасоса, максимального значения коэффициента полезного действия трансмиссии, максимального перепада рабочего давления в гидрообъемной передаче, были получены путем решения составленной в работе системы алгебраических уравнений. Расчет происходит с использованием одновременно двух значений угловых скоростей валов гидромашин и перепада рабочего давления в передаче – текущего и предыдущего, что позволяет достаточно точно определить значения всех кинематических, силовых и энергетических параметров трансмиссии. Определение каждого параметра происходит до тех пор, пока значение исследуемого параметра на предыдущей итерации не станет равным текущему значению в пределах заданной точности (расчеты прекращались, когда разница между предыдущим и текущим значением равнялась меньше 1 %). Полученные результаты будут использованы при определении исходных данных для моделирования процесса торможения шахтного дизелевоза.

The work is devoted to the problem of a complex study of variations in the power, kinematic and energy parameters of a hydrostatic mechanical transmission "with a differential at output" during its operation in traction and transport ranges of diesel mine locomotive running. Values of the basic transmission parameters, namely the maximum speed of the diesel locomotive, the maximum angular velocity of the shaft of a hydraulic motor and a hydraulic pump, the maximum value of the transmission efficiency, and the maximum working pressure drop in the hydrostatic transmission, are obtained by the solution of a set of the algebraic equations. A peculiarity of the static model under consideration is that the calculation is carried out using the two values of angular velocities of shafts of hydraulic machines and the current and preceding working pressure drops in the transmission, resulting in an accurate determination of all of the kinematic, power and energy parameters of the transmission. Each parameter is determined until the value of the parameter under consideration at the preceding iteration becomes equal to the current value. The results obtained will be used in the determination of the reference data to simulate breaking the diesel mine locomotive.

Ключові слова: шахтний дизелевоз, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, конструктивні параметри трансмісій, безступінчатая трансмісія, диференціал, процес гальмування.

Вступ. Пріоритетність розвитку гірничовидобувної галузі визначена сучасним станом паливно-енергетичного комплексу України. Вугілля є головним енергоносієм, що зменшує залежність вітчизняної економіки від імпорту газу та нафти. Тому питання підвищення ефективності функціонування гірничо-видобувних підприємств набули надзвичайної актуальності. Це стосується в першу чергу технологічних процесів видобутку та транспортування корисних копалин з одночасним покращанням експлуатаційних характеристик

тик обладнання. Широке застосування нових технологічних схем видобутку вимагає підвищення ефективності функціонування рейкового транспорту, що можливо за рахунок використання дизелевозів.

Стан питання. Трансмсія, як складний багаторежимний агрегат, вимагає ретельного дослідження з метою визначення конструктивних параметрів, що забезпечують надійність конструкції, високий коефіцієнт корисної дії (ККД) і відповідність технічних характеристик трансмісії функціональному призначенню транспортного засобу. Це обумовлено тим, що трансмісія тягово-транспортної машини в значній мірі визначає її експлуатаційні якості і обумовлює ефективну передачу енергії, яка реалізується в тягове зусилля. Сучасні безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії (ГОМТ) являють собою складні технічні системи зі змінною структурою, що характеризуються як в статиці, так і в динаміці величезним числом конструктивних і робочих параметрів. Наукове обґрунтування і розрахунково-теоретичні методики застосування в шахтному тяговому транспорті безступінчастих ГОМТ розглядалися в роботах [1 – 3].

Мета роботи – розвиток комплексу математичних моделей та методик моделювання безступінчастих трансмісій, що працюють у складі дизелевоза, для підвищення техніко-економічних показників дизелевоза в реальних умовах експлуатації завдяки математичному моделюванню обраного об'єкту.

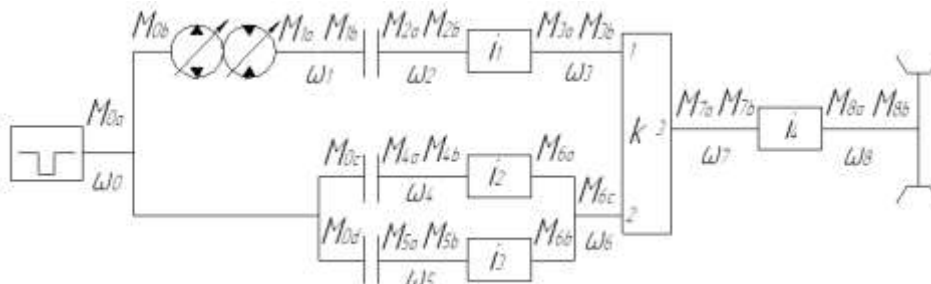
Матеріали досліджень. Для опису процесу гальмування використовуються рівняння, що містять кутові швидкості та першу похідну ΔP перепаду робочого тиску. Для аналізу кінематичних, силових та енергетичних параметрів трансмісії використовуються вже кутові швидкості та перепад робочого тиску, отримані в процесі інтегрування кутових прискорень та першої похідної перепаду робочого тиску відповідно. Обов'язковою умовою інтегрування є завдання вихідних даних. Саме тому достовірність розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ різних структур суттєво залежить від обраних початкових даних. Початковими значеннями кутових швидкостей ланок елементів трансмісії та перепаду робочого тиску в гідрооб'ємній передачі (ГОП) є ті значення, які мали елементи ГОМТ в момент переходу шахтних дизелевозів з режиму розгону або рівномірного руху в режим гальмування.

Оскільки основною метою роботи не є дослідження перехідних процесів в елементах трансмісії при переході з режиму розгону в режим гальмування, початкові дані для моделі процесу гальмування визначимо з моделей, що описують рівномірний рух шахтних дизелевозів, тобто нехтуємо силами опору повітря, зважаючи на мале значення останньої величини (максимальна швидкість дизелевозів, що розглядаються, не перевищуватиме 20 км/год).

В роботі [4] розглядаються перспективні з точки зору простоти конструкції та значення ККД ГОМТ з «диференціалом на виході», що адаптовані під шахтні дизелевози, з максимальним значенням ККД в діапазоні 0,85 – 0,9. Саме цю трансмісію розглянемо як об'єкт математичного моделювання. Запропонована трансмісія ГОМТ № 2, що працює за схемою з диференціалом на виході, призначена для використання у шахтних дизелевозах масою 10 тон з радіусом коліс 0,3 м, з максимальною швидкістю руху 10 км/год на тяговому та швидкістю 20 км/год на транспортному діапазонах. Незважаючи на те, що в роботі [4] для схеми ГОМТ № 2 пропонується використання гідромашин робочим об'ємом по 70 см³, для підвищення ККД трансмісії розглянемо ре-

гульований гідронасос та гідромотор з робочим об'ємом по 90 см³ кожний. Розроблена структурна схема трансмісії представлена на рис. 1.

Запропонована трансмісія реверсивна. Реалізація руху заднім ходом відбувається після увімкнення паразитної шестерні (на рис. 1 не наведена). Розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ при русі заднім ходом буде аналогічним, як і при русі переднім ходом.



ω_j – кутова швидкість ланки трансмісії; i_j – передавальне відношення; k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду; M_{nm} – моменти на ланках ГОМТ; n – індекси, що відповідають номеру кутової швидкості ланки; m – індекси-букви, що відповідають моментам на кінцях ланок

Рис. 1

Основні конструктивні параметри ГОМТ № 2, що розглядається у роботі:

- передавальні відношення: $i_1 = 0,27$, $i_2 = 0,21$, $i_3 = 0,49$, $i_4 = 0,206$;
- внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду: $k = -1,2$.

У роботі [5] встановлено, де з точки зору динаміки процесу гальмування рекомендується розміщувати зчеплення в ГОМТ. Рекомендоване місце розташування зчеплення в роботі [5] повністю співпало з рекомендаціями з роботи [4], тобто в ГОМТ з диференціалом на виході (ГОМТ № 2) перевага надається розміщенню зчеплення в гідравлічній гілці замкненого контуру за ГОП.

Мета роботи [4] не передбачувала комплексне дослідження зміни силових, кінематичних та енергетичних параметрів ГОМТ, тому проаналізуємо зміну основних параметрів трансмісії ГОМТ № 2 при її роботі на транспортному та тяговому діапазонах. Як вже повідомлялось, це необхідно для визначення вихідних даних для моделювання процесу гальмування шахтного дизелевоза. Значення кінематичних, силових та енергетичних параметрів визначаються шляхом розв'язання складеної у роботі системи алгебраїчних рівнянь. В процесі складання систем алгебраїчних рівнянь використовувалися моделі Самородова В. Б. та Городецького К. І. [6, 7].

Розрахунок відбувається із залученням одночасно двох значень кутових швидкостей валів гідромашин та перепаду робочого тиску в ГОП – поточного та попереднього, що дає можливість достатньо точно визначити значення всіх кінематичних, силових та енергетичних параметрів трансмісії. Визначення кожного параметру відбувається доти, доки значення досліджуваного параметру на попередній ітерації не стане рівним поточному значенню.

З урахуванням специфіки моделі, для розв'язання рівнянь використовувалась підсистема Simulink системи Matlab.

Система алгебраїчних рівнянь, що описує зміну силових, кінематичних та енергетичних параметрів для ГОМТ № 2 (статична):

$$\left\{ \begin{array}{l}
\omega_0 = \omega_d; \\
e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_0 - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_1 = \gamma \cdot \Delta Q + \frac{\Delta P \cdot V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (|\omega_{00}| + |\omega_{01}|); \\
\Delta Q = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{00}|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{01}|) \right) \cdot \Delta P; \\
\omega_1 - \omega_2 = 0; \omega_2 \cdot i_1 - \omega_3 = 0; \omega_0 - \omega_4 = 0, Y = 1; \omega_4 \cdot i_2 - \omega_6 = 0; \\
\omega_0 - \omega_5 = 0, Y = 0; \omega_5 \cdot i_3 - \omega_6 = 0; \omega_3 - k \cdot \omega_6 + (k - 1) \cdot \omega_7 = 0; \\
\omega_7 \cdot i_4 - \omega_8 = 0; M_{0b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sgn}(\omega_{00}); \\
\Delta M_1 = q_1 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_{00}| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_1^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_{00}| \cdot D_{q1})} \cdot \Delta P_0 + \right. \\
\left. + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{00}| \cdot D_{q1})} \right]; \\
D_{q1} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_1}; M_{1a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sgn}(\omega_{01}); \\
\Delta M_2 = q_2 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_{01}| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_2^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_{01}| \cdot D_{q2})} \cdot \Delta P_0 + \right. \\
\left. + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{01}| \cdot D_{q2})} \right]; \\
D_{q2} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_2}; M_{1b} + M_{2a} = 0; M_{2b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sgn}(N_{2b})} + i_1 \cdot M_{3a} = 0; \\
M_{0c} + M_{4a} = 0, Y = 1; M_{0d} = M_{5a} = 0, Y = 1; \\
M_{4b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sgn}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{6a} = 0; \\
M_{0d} + M_{5a} = 0, Y = 0; M_{0c} = M_{4a} = 0, Y = 0; \\
M_{5b} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sgn}(N_{5b})} + i_3 \cdot M_{6b} = 0; \\
M_{3b} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sgn}(N_{3b})} + M_{6c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sgn}(N_{6c})} + M_{7a} = 0; \\
M_{3b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sgn}(N_{3b})} + M_{6c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sgn}(N_{6c})} = 0; \\
M_{7b} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sgn}(N_{7b})} + i_4 \cdot M_{8a} = 0; \\
M_{8b} - G \cdot f \cdot r = 0; M_{0a} + M_{0b} + M_{0c} + M_{0d} = 0; \\
M_{1a} + M_{1b} = 0; M_{2a} + M_{2b} = 0; M_{3a} + M_{3b} = 0; \\
M_{4a} + M_{4b} = 0; M_{5a} + M_{5b} = 0; M_{6a} + M_{6b} + M_{6c} = 0; \\
M_{7a} + M_{7b} = 0; M_{8a} + M_{8b} = 0,
\end{array} \right.$$

де ω_i – кутова швидкість ланки трансмісії; ω_d – кутова швидкість колінчастого валу двигуна; i_j – передавальне відношення; k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду; e_1, e_2 – параметри регулювання гідромашин ГОП; q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин; γ – коефіцієнт, що характеризує напрям потоку потужності ($\gamma = 1$ – прямий потік потужності; $\gamma = -1$ – зворотний потік потужності); ΔQ – втрати робочої рідини у всіх гідромашинах, які обчислюються з урахуванням знаку перепаду тиску в ГОП; ΔP – перепад робочого тиску в ГОП; V_{0*} – об'єм рідини, що стискається; $E(g^*)$ – модуль пружності робочої рідини, що залежить від відсотка g^* газівмісту; ω_{02}, ω_{00} – кутова швидкість вала гідронасоса (ω_{02} – відповідає схемі ГОМТ з диференціалом на вході, ω_{00} – відповідає схемі ГОМТ з диференціалом на виході), обчислена при ітераційному розв'язанні нелінійної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0; ω_{03}, ω_{01} – кутова швидкість вала гідромотора (ω_{03} – відповідає схемі ГОМТ з диференціалом на вході, ω_{01} – відповідає схемі ГОМТ з диференціалом на виході), обчислена при ітераційному вирішенні нелінійної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0; K_{iy}, C_{iy} – коефіцієнти втрат для гідронасоса ($i = 1$) і для гідромотора ($i = 2$); μ – коефіцієнт динамічної в'язкості; Y – коефіцієнт, що характеризує діапазон руху ($Y = 1$ – тяговий, $Y = 0$ – транспортний); M_{nm} – моменти на ланках ГОМТ; m – індекси, що відповідають номеру кутової швидкості ланки; n – індекси-букви, що відповідають моментам на кінцях ланок; η_j – ККД редуктора; Θ – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях ($\Theta = 0$ – без урахування втрат, $\Theta = -1$ з урахуванням втрат в зубчастих зачепленнях); N_{nm} – потужність, що передається ланками ГОМТ; η_{13}, η_{23} – ККД в зубчастих зачепленнях сонце–сателіт і епіцикл–сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів; $\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моменту в гідромашинах; $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$ – коефіцієнти гідромеханічних втрат; D_{qi} – характерний розмір гідромашини; ΔP_0 – перепад робочого тиску в ГОП, обчислений при ітераційному вирішенні нелінійної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівним 0; G – вага шахтного дизелевоза; r – радіус коліс; f – коефіцієнт опору руху.

Результати теоретичних досліджень ГОМТ №2 на тяговому та транспортному діапазонах руху шахтного дизелевоза наведені відповідно на рис. 2 та рис. 3, де: V – швидкість руху дизелевоза; η – ККД трансмісії; M – крутний момент на валу колінчастого вала; N_d – потужність двигуна; N_1 – потужність, що входить в ГОП; N_2 – потужність, що виходить з ГОП; N_{gk} – потужність, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру ГОМТ; N_{mk} – потужність, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ; N_{gid} – відношення потужності у відсотках, що передається через гідравлічну гілку, до вихідної потужності із замкнутого контуру.

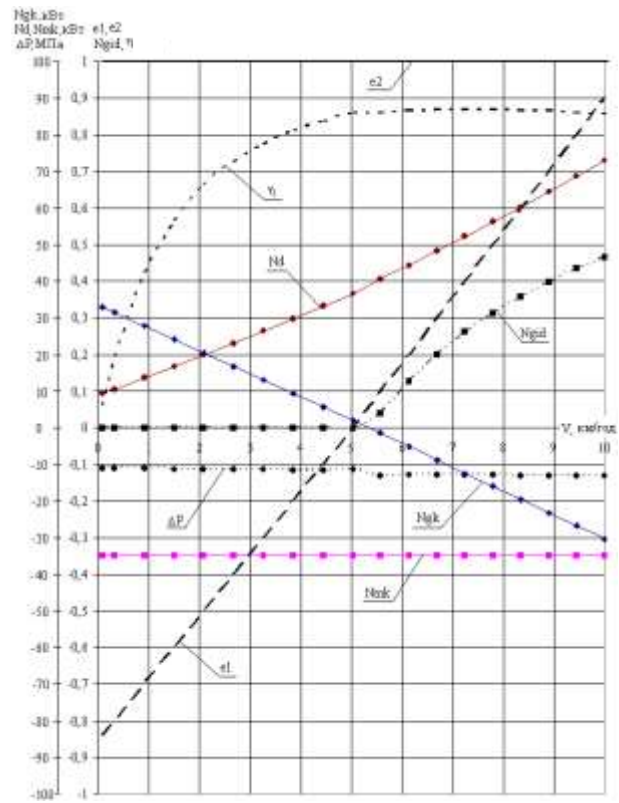


Рис. 2

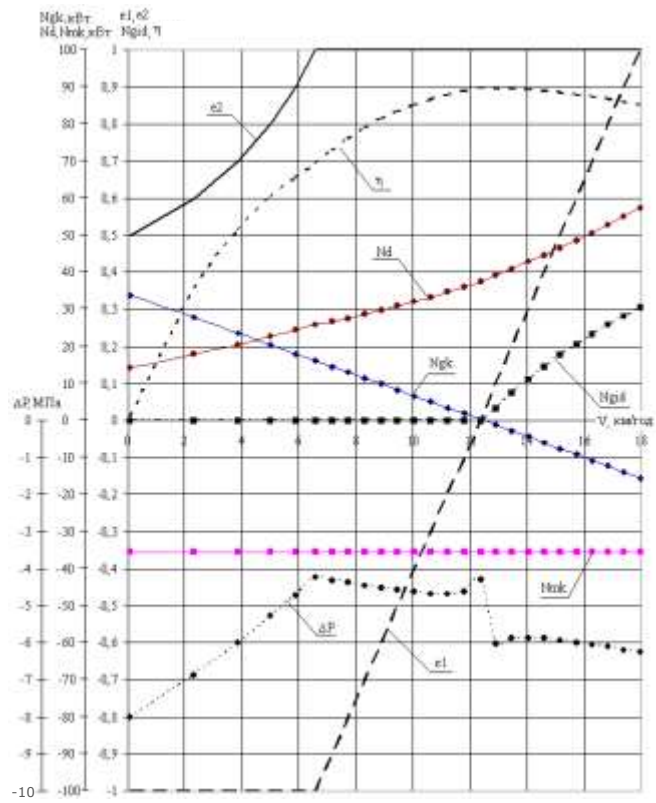


Рис. 3

В процесі статичного аналізу ГОМТ № 2 встановлено таке:

- максимальна швидкість руху шахтного дизелевоза на транспортному діапазоні при використанні ГОМТ № 2 дорівнює 18 км/год. Швидкість дизелевоза залежить від кутової швидкості колеса та його радіуса, тому що швидкість – це добуток кутової швидкості колеса на радіус. Кутова швидкість на пряму залежить від параметрів регулювання e_1 та e_2 . Параметр e_2 використовувати для збільшення швидкості руху дизелевоза після досягнення e_1 максимального значення 1 не рекомендується, тому що при цьому спостерігається суттєве збільшення перепаду робочого тиску, саме тому для заданої конструктивної схеми трансмісії реалізація швидкості більше 18 км/год не є можливою без погіршення її показників;
- максимальне значення кутової швидкості вала гідромотора ГОМТ № 2 при русі на тяговому діапазоні складає $-192,70$ рад/с на транспортному $-455,10$ рад/с (сучасні гідромашини «PSM-HYDRAYLIKS» обраного типорозміру витримують кутову швидкість до 460,0 рад/с);
- у замкненому контурі ГОМТ № 2 при русі шахтного дизелевоза від нульової швидкості до швидкості, що відповідає значенню $e_1=0,1$, спостерігається циркуляція потужності із переваженням механічної гілки трансмісії;
- максимальне значення ККД ГОМТ № 2 при русі на тяговому діапазоні 0,870, на транспортному – 0,899;
- максимальний перепад робочого тиску в ГОП ГОМТ № 2 при русі на тяговому діапазоні дорівнює $-13,24$, а на транспортному діапазоні $-8,01$ (сучасні гідромашини «PSM-HYDRAYLIKS» обраного типорозміру витримують перепад робочого тиску до 40,0 МПа);
- максимальне значення кутової швидкості валу гідронасоса ГОМТ № 2 при русі як на тяговому, так і на транспортному діапазонах дорівнює 210,00 рад/с (сучасні гідромашини «PSM-HYDRAYLIKS» обраного типорозміру витримують кутову швидкість до 460,0 рад/с).

Висновки. При проведенні комплексного дослідження зміни силових, кінематичних та енергетичних параметрів ГОМТ «з диференціалом на виході» проаналізовано зміну основних параметрів трансмісії при її роботі на транспортному та тяговому діапазонах. Значення кінематичних, силових та енергетичних параметрів визначено шляхом розв'язання складеної системи алгебраїчних рівнянь, що розцінюється як розвиток комплексу математичних моделей та методик моделювання безступінчастих трансмісій, що працюють у складі дизелевоза. Встановлено максимальну швидкість руху шахтного дизелевоза, максимальне значення кутової швидкості валу гідромотора, максимальне значення ККД ГОМТ, максимальний перепад робочого тиску в ГОП, максимальне значення кутової швидкості валу гідронасоса ГОМТ та взаємозв'язок цих параметрів при русі дизелевоза на тяговому і транспортному діапазонах.

У замкненому контурі ГОМТ № 2, що працює за схемою «диференціал на виході», при русі шахтного дизелевоза від нульової швидкості до швидкості, що відповідає значенню $e_1=0,1$, спостерігається циркуляція потужності із переваженням механічної гілки трансмісії. Це властиво для всього класу двопотокових трансмісій, які працюють за схемою «диференціал на виході», що переконливо доведено в [1].

1. *Таран І. О.* Наукове обґрунтування нових технічних рішень з удосконалення трансмісії шахтного дизельовоза. Збірник наукових праць НГУ. 2015. Вип. 46. С. 104 – 115.
2. *Таран І. А., Клименко И. Ю.* Инновационный математический инструментарий сравнительного анализа трансмиссий транспортных средств. Науковий вісник НГУ. 2014. № 3. С. 76 – 82.
3. *Таран І. А.* Взаимосвязь кругового передаточного отношения двухпоточной трансмиссии с параметром регулирования в случае планетарного механизма на входе. Наукові нотатки. 2012. Вип. 37. С. 316 – 320.
4. *Таран І. А.* Взаимосвязь кругового передаточного отношения двухпоточной трансмиссии с параметром регулирования в случае планетарного механизма на выходе. Науковий вісник НГУ. 2012. № 3. С. 78 – 85.
5. *Бондаренко А. І.* Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів в гідроб'ємно-механічних трансмісіях. Наукові нотатки. 2015. Вип. 48. С. 28 – 35.
6. *Самородов В. Б., Удод І. В., Деркач О. І.* Сравнение двух бесступенчатых гидробъемно-механических двухпоточных трансмиссий гусеничного трактора. Вісник НТУ «ХПІ». 2012. № 19. С. 47 – 52.
7. *Городецкий К. И., Михайлин А. А.* Математическая модель объемных гидромашин. Вестник машиностроения. 1981. №9. С.14 – 17.

Отримано 15.11.2016,
в остаточному варіанті 25.03.2017