

Таран І.О., Клименко І.Ю.
Національний гірничий університет

КОМПЛЕКСНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ КІНЕМАТИЧНИХ ТА СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСМІСІЇ ШАХТНОГО ДИЗЕЛЕВОЗА

Розглянуто питання комплексного дослідження зміни силових, кінематичних та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічної трансмісії (ГОМТ) «з диференціалом на вході» при її роботі на тяговому та транспортному діапазонах руху шахтного дизелевоза. Значення основних параметрів трансмісії були отримані шляхом вирішення складеної в роботі системи алгебраїчних рівнянь. Особливістю розглянутої статичної моделі є те, що 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. Підтверджено відсутність циркуляції потужності в трансмісії що працює за схемою «диференціал на вході».

Ключові слова: шахтний дизелевоз, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, диференціал, кінематичні та силові параметри.

Вступ. Ефективна діяльність машинобудівних підприємств України, забезпечення розвитку виробництва сучасної тягово-транспортної техніки, підвищення її конкурентоспроможності в умовах глобальної економічної кризи значною мірою визначається ефективністю розробки вітчизняних зразків. Поліпшення ефективності функціонування рейкового транспорту шахт досягається за рахунок використання дизелевозів, обладнаних гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ). Але підвищення швидкостей руху шахтних поїздів з дизелевозами в якості локомотивів загострює питання збереження безпеки в режимі гальмування. У зв'язку з цим виникає необхідність модифікації існуючих і розробки перспективних трансмісій для вітчизняних дизелевозів на основі розвитку розрахунково-теоретичних методів аналізу систем «двигун-трансмісія-дизелевоз» в режимі гальмування.

Стан питання. Відомо, що в шахтних поїздах, гальмовими засобами обладнані лише локомотиви, тому часто маса поїздів обмежується їх гальмовими можливостями. Обладнання шахтних вагонеток навіть найсучаснішими гальмами поки що неможливе, і, крім того, вимагає великих капітальних витрат. У зв'язку з цим граничні гальмові можливості дизелевоза – досить важливий його параметр, що часто визначає і обмежує діапазон застосування шахтного локомотивного транспорту. Незважаючи на достатню розповсюдженість ГОМТ в сучасному машинобудуванні, особливо на тракторах та військовій техніці, трансмісії даного типу потребують подальшого ретельного дослідження з метою визначення необхідних конструктивних параметрів, що забезпечують підвищення гальмових та експлуатаційних характеристик локомотива.

З літературних джерел відомо [1], що конструкції ГОМТ розвиваються у бік зменшення числа фрикційних багатодискових муфт відповідно до зменшення кількості піддіапазонів і складних механічних частин. Крім того, остаточно не встановлено які схеми ГОМТ доцільніше використовувати: з «диференціалом на вході» або з «диференціалом на виході». У переважній більшості розглянутих робіт [2, 3], в яких наводяться перспективні конструкції ГОМТ, пропонуються або занадто складні конструкції трансмісій або ж трансмісії, коефіцієнт корисної дії (ККД) яких не перевищує 0,8. В роботі [4] запропоновано перспективну ГОМТ № 1 з «диференціалом на вході», адаптовану під шахтні дизелевози з задекларованим максимальним значення ККД в межах 0,85 – 0,9 (в залежності від діапазону руху та сили опору коченню). Саме цю трансмісію, яка є типовим прикладом ГОМТ, що забезпечує два двопотокових діапазони руху – тяговий і транспортний, оберемо для розгляду в якості базової.

Метою даної роботи є визначення кінематичних і силових параметрів трансмісії ГОМТ № 1 «з диференціалом на вході». Для досягнення поставленої мети необхідно: розробити структурну схему трансмісії; скласти математичну модель, що описує зміну кінематичних і силових параметрів; визначити кінематичні та силові параметри, а також обчислити ККД ГОП.

Матеріали досліджень. Достовірність розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ з різними структурними схемами, отриманих в результаті моделювання процесу гальмування, суттєво залежить від обраних початкових даних. Початковими значеннями кутових швидкостей ланок елементів трансмісії та перепаду робочого тиску в ГОП є ті значення, які мали

елементи ГОМТ в момент переходу шахтного дизелевоза з режиму розгону або рівномірного руху в режим гальмування.

Оскільки основною метою роботи все ж таки 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 шахтного дизелевоза, тобто нехтуємо силами опору руху та опору повітря, зважаючи на мале значення останньої величини (максимальна швидкість розглянутого шахтного дизелевоза не буде перевищувати 20 км/год).

Як відмічалось раніше, перспективною з точки зору простоти конструкції та значення коефіцієнта корисної дії є ГОМТ № 1 «з диференціалом на вході», (рис. 1) [4]. Запропонована трансмісія призначена для використання у шахтних дизелевозах масою 10 тон з радіусом коліс 0,3 м, максимальною швидкістю руху 10 км/год на тяговому, та швидкістю 20 км/год на транспортному діапазонах.

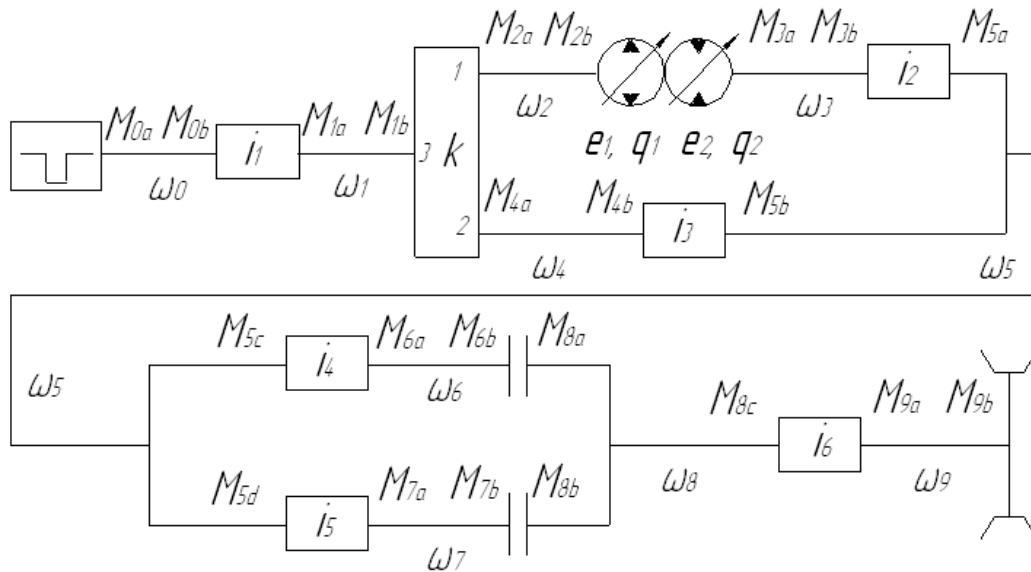


Рисунок 1. Структурна схема ГОМТ № 1 «з диференціалом на вході»

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.

Основні конструктивні параметри ГОМТ № 1:

- передавальні відношення: $i_1 = 0,808$, $i_2 = 1,54$, $i_3 = 0,57$, $i_4 = 0,276$, $i_5 = 0,574$, $i_6 = 0,206$;
- внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду: $k = -1$.

У роботі [4] не зазначено місце розриву потоку потужності в замкнутому контурі ГОМТ № 1, тобто не вказане місце розташування зчеплення, але у роботі [1] встановлено, що з точки зору динаміки процесу гальмування, зчеплення в ГОМТ, що працюють за схемою з диференціалом на вході, рекомендується розміщувати за двигуном або ж в гідравлічній гілці замкнутого контуру перед гідрооб'ємною передачею (ГОП), явної переваги жоден із варіантів не має. При дослідженні процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ № 1 розглянемо випадок розташування зчеплення в гідравлічній гілці замкнутого контуру перед ГОП.

В зв'язку з тим, що в роботі [4] відсутнє комплексне дослідження зміни силових, кінематичних та енергетичних параметрів ГОМТ, проаналізуємо зміну основних параметрів трансмісії ГОМТ № 1 при її роботі на транспортному та тяговому діапазонах. Значення кінематичних, силових та енергетичних параметрів визначаються шляхом розв'язання системи алгебраїчних рівнянь. В процесі складання систем алгебраїчних рівнянь використовувалися моделі Самородова В.Б., Городецького К.І. та відоме рівняння Віліса [2, 5].

Особливістю розробленої статичної моделі є те, що 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.

Система алгебраїчних рівнянь, що описує зміну силових, кінематичних та енергетичних параметрів (статична) для ГОМТ №1:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_0 = \omega_d; \quad \omega_0 \cdot i_1 - \omega_1 = 0; \quad \omega_2 - k \cdot \omega_4 + (k-1) \cdot \omega_1 = 0; \\ e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_2 - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_3 = \gamma \cdot \Delta Q + \frac{\Delta P \cdot V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (|\omega_{02}| + |\omega_{03}|); \\ \Delta Q = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + \tilde{N}_{1y} \cdot |\omega_{02}|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + \tilde{N}_{2y} \cdot |\omega_{03}|) \right) \cdot \Delta P; \\ \omega_3 \cdot i_2 - \omega_5 = 0; \quad \omega_4 \cdot i_3 - \omega_5 = 0; \\ \omega_5 \cdot i_4 - \omega_6 = 0; \quad \omega_5 \cdot i_5 - \omega_7 = 0; \\ \omega_6 - \omega_8 = 0, \quad Y = 1; \quad \omega_7 - \omega_8 = 0, \quad Y = 0; \\ \omega_8 \cdot i_6 - \omega_9 = 0; \quad M_{0b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{0b})} + i_1 \cdot M_{1a} = 0; \\ M_{2a} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2a})} + M_{4a} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4a})} + M_{1b} = 0; \\ M_{2a} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2a})} + M_{4a} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4a})} = 0; \\ M_{2b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{02}); \\ \Delta M_1 = q_1 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_{02}| \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_{02}| \cdot D_{q1})} \cdot \Delta P_0 + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{02}| \cdot D_{q1})} \right]; \\ D_{q1} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_1}; \quad M_{3a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{03}); \\ \Delta M_2 = q_2 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_{03}| \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_{03}| \cdot D_{q2})} \cdot \Delta P_0 + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{03}| \cdot D_{q2})} \right]; \\ D_{q2} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_2}; \quad M_{3b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{5a} = 0; \quad M_{4b} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_3 \cdot M_{5b} = 0; \\ M_{5c} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5c})} + i_4 \cdot M_{6a} = 0; \quad M_{6b} + M_{8a} = 0, \quad Y = 1; \quad M_{7b} = M_{8b} = 0, \quad Y = 1; \\ M_{5d} \cdot \eta_5^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5d})} + i_5 \cdot M_{7a} = 0; \\ M_{7b} + M_{8b} = 0, \quad Y = 0; \quad M_{6b} = M_{8a} = 0, \quad Y = 0; \\ M_{8c} \cdot \eta_6^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{8c})} + i_6 \cdot M_{9a} = 0; \\ M_{9b} - G \cdot f \cdot r = 0; \quad M_{0a} + M_{0b} = 0; \\ M_{1a} + M_{1b} = 0; \quad M_{2a} + M_{2b} = 0; \\ M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\ M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} + M_{5d} = 0; \\ M_{6a} + M_{6b} = 0; \quad M_{7a} + M_{7b} = 0; \\ M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} = 0; \quad M_{9a} + M_{9b} = 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^* газовмісту;

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 вирішенні нелінійної матричної 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 матричної 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 матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0; G – вага шахтного дизелевоза; r – радіус коліс; f – коефіцієнт опору руху.

З урахуванням специфіки моделі, для вирішення системи рівнянь використовувалась система Matlab, підсистема Simulink. Загальний вигляд програмної реалізації, що дозволяє вирішити систему рівнянь, наведено на рис. 2.

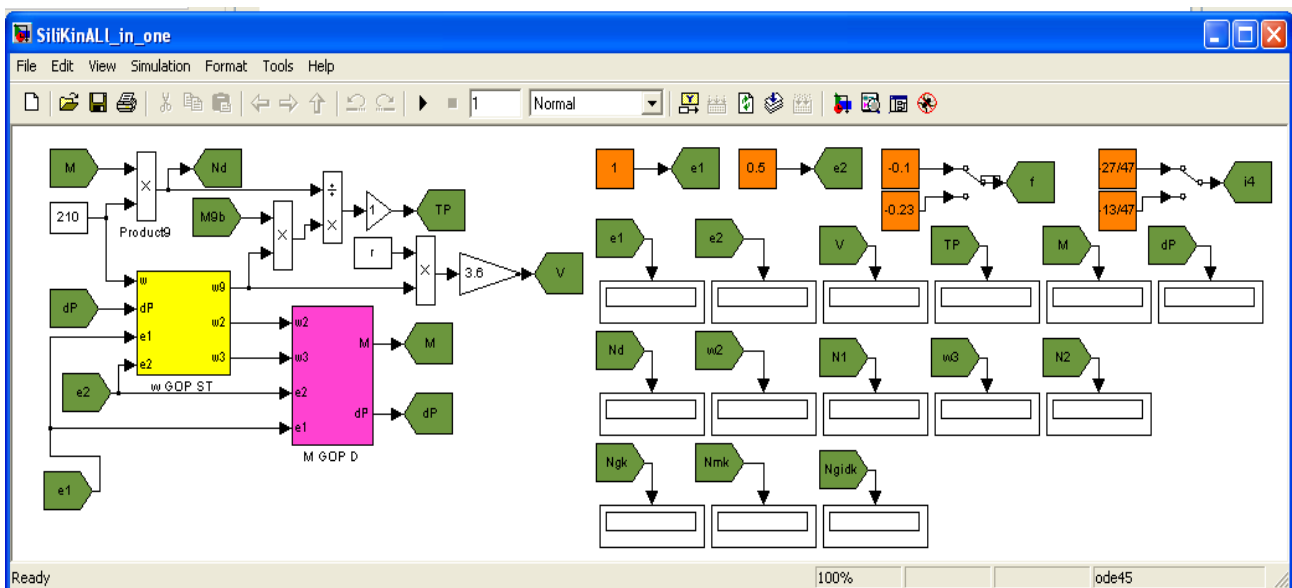


Рисунок 2. Зовнішній вигляд програмної реалізації, що дозволяє вирішити систему рівнянь

Результати теоретичних досліджень ГОМТ №1 на рис. 3 та 4, 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.

В процесі статичного аналізу ГОМТ №1 встановлено наступне:

- максимальна швидкість руху шахтного дизелевоза на транспортному діапазоні при використанні ГОМТ №1 дорівнює 20 км/год;

- максимальне значення кутової швидкості валу гідромотора ГОМТ №1 при русі на тяговому діапазоні складає -105,80 рад/с, на транспортному -102,90 рад/с (сучасні гідромашини «PSM-HYDRAYLIKS» обраного типорозміру витримують кутову швидкість до 460,0 рад/с);

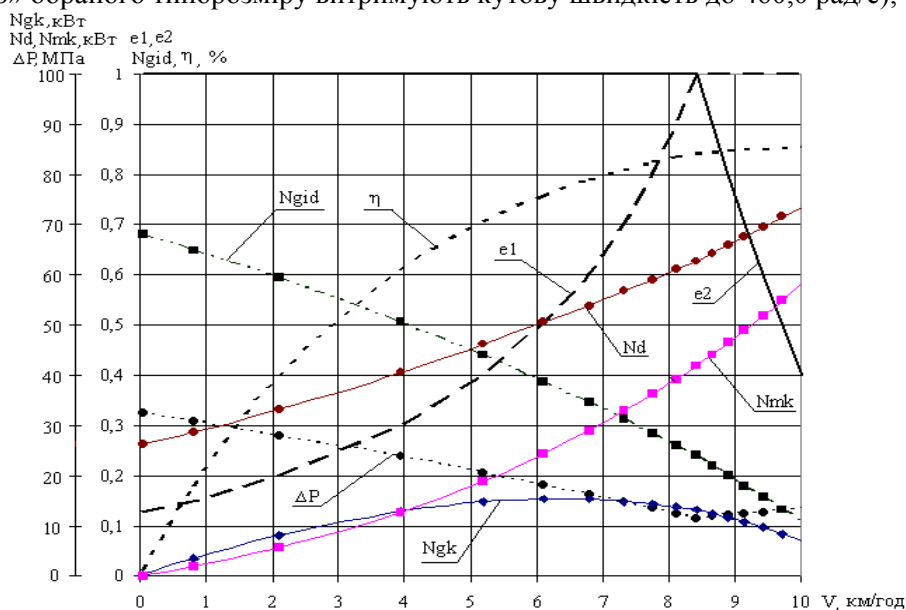


Рисунок 3. Результати теоретичного дослідження ГОМТ №1 на тяговому діапазоні руху шахтного дизелевоза

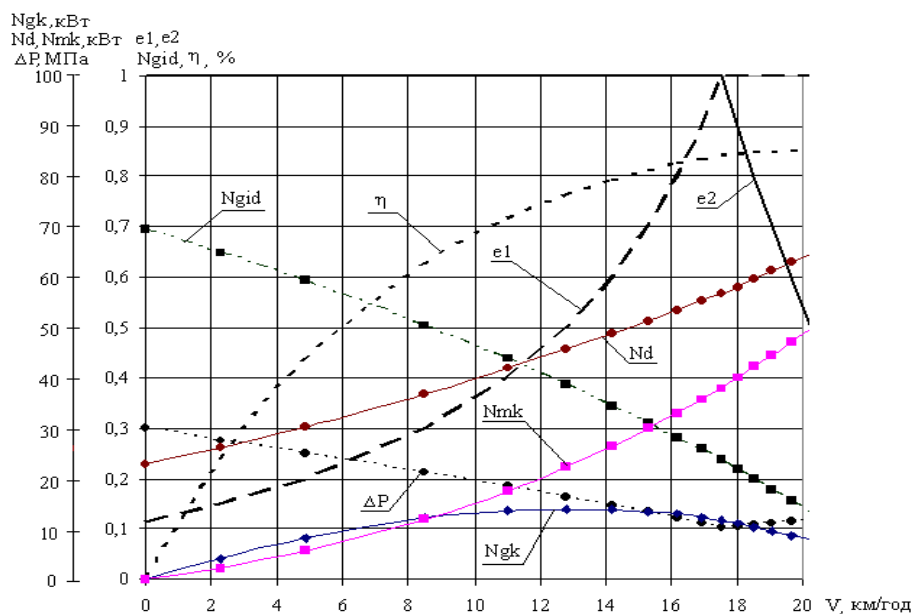


Рисунок 4. Результати теоретичного дослідження ГОМТ №1 на транспортному діапазоні руху шахтного дизелевоза

- відсутність циркуляції потужності при русі шахтного дизелевоза від нульової швидкості до швидкості, що відповідає значенню $e1=0,1$;

- максимальне значення ККД ГОМТ №1 при русі на тяговому і транспортному діапазонах 0,853;

- максимальний перепад робочого тиску в ГОП для ГОМТ №1 при русі на тяговому діапазоні дорівнює 32,41 МПа, а на транспортному 29,89 МПа (сучасні гідромашини «PSM-HYDRAYLIKS» обраного типорозміру витримують перепад робочого тиску до 40,0 МПа);

- максимальне значення кутової швидкості валу гідронасоса ГОМТ №1 при русі на тяговому і транспортному діапазонах дорівнює -337,90 рад/с та -338,90 рад/с відповідно (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 вході», 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. 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. При русі шахтного дизелевоза від нульової швидкості до швидкості, що відповідає значенню $e_1=0,1$ підтверджено відсутність циркуляції потужності в трансмісії що працює за схемою «диференціал на вході».

1. Бондаренко А.І. Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів в гідрооб'ємно-механічних трансмісіях / А.І. Бондаренко // Наукові нотатки. – 2015. – № 48. – С. 28 – 35.

2. Самородов В.Б. Гидрообъемно-механическая трансмиссия гусеничной машины с автономным бесступенчатым управлением в прямолинейном движении и в повороте / В.Б. Самородов, О.Н. Агапов // Вісник НТУ «ХПІ». – 2012. – № 64 (970). – С. 3 – 8.

3. Самородов В.Б. Сравнение двух бесступенчатых гидрообъемно-механических двухпоточных трансмиссий гусеничного трактора / В.Б. Самородов, И.В. Удод, О.И. Деркач // Вісник НТУ «ХПІ». – 2012. – № 19. – С. 47 – 52.

4. Таран І.А. Взаимосвязь кругового передаточного отношения двухпоточной трансмиссии с параметром регулирования в случае планетарного механизма на входе / І.А. Таран // Наукові нотатки. – 2012. – Вип. 37. – С. 316 – 320.

5. Городецкий К.И. Математическая модель объемных гидромашин / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Вестник машиностроения. – 1981. – №9. – С.14-17.

REFERENCES

1. Bondarenko A.I. (2015). Comparative analysis of experimental and theoretical research workflows in hydrovolume-mechanical transmissions [Porivnyal'nyy analiz rezul'tativ eksperymental'nykh ta teoretychnykh doslidzhen' robochykh protsesiv v gidroob'yemno-mekhanichnykh transmissiyakh]. Scientific Notes. Vol. 48. Pp. 28 – 35.

2. Samorodov V.B., Agapov O.N. (2012). Hydrovolume-mechanical transmission tracked vehicle with independent stepless control in the rectilinear motion and in a reversal [Gidroob'emno-mekhanicheskaja transmissija gusenichnoj mashiny s avtonomnym besstupenchatym upravleniem v prjamolinejnom dvizhenii i v povorote]. Bulletin of NTU “KhPI”. Vol. № 64 (970). Pp. 3 – 8.

3. Samorodov V.B., Udod I.V., Derkach O.I. (2012). Comparison of the two stepless hydrovolume-mechanical double-split transmissions caterpillar tractor [Srvanenie dvuh besstupenchatykh gidroobmemno-mekhanicheskikh dvuhpotochnykh transmissij gusenichnogo traktora]. Bulletin of NTU “KhPI”. Vol. № 19. Pp. 47 – 52

4. Taran I.A. (2012). Interrelation of the circular gear ratio double-split transmission with control parameter in the case of the planetary gear at the entrance [Vzaimosvjaz' krugovogo peredatochnogo otnoshenija dvuhpotochnoj transmissii s parametrom regulirovanija v sluchae planetarnogo mehanizma na vhode]. Scientific Notes. Vol. № 37. Pp. 316 – 320.

5. Gorodetskiy K.I., Mikhailyn A.A. (1981). Mathematical model of the volume hydromachines [Matematičeskaja model' ob'emnyh gidromashin]. Mechanical Engineering Bulletin. Vol. № 9. Pp. 14 – 17.

І.А. Таран, І.Ю.Клименко. Комплексное исследование изменения кинематических, силовых и энергетических параметров трансмиссии шахтного дизелевоза.

Рассмотрено проблему комплексного исследования изменения силовых, кинематических, энергетических параметров гидрообъемно-механической трансмиссии «с дифференциалом на входе» при ее работе на тяговом и транспортном диапазонах движения шахтного дизелевоза. Значения основных параметров трансмиссии были получены путем решения составленной в работе системы алгебраических уравнений. Особенностью рассмотренной статической модели является то, что расчет осуществляется с использованием одновременно двух значений угловых скоростей валов гидромашин и перепада рабочего давления – текущего и предыдущего, что позволяет достаточно точно определить значения всех кинематических, силовых и энергетических параметров трансмиссии.

Ключевые слова: шахтный дизелевоз, гидрообъемно-механическая трансмиссия, дифференциал, кинематические и силовые параметры.

I. Taran, I. Klymenko. Complex research the change of kinematic, power and energy parameters mine locomotive transmission.

The problem of complex research the change of power, kinematic and energy parameters the hydrovolume-mechanical transmission "with differential input" during its work on traction and transport range of motion mine locomotive was reviewed. The values of the basic transmission parameters are obtained by solution compiled system of algebraic equations. The peculiarity of of the considered static model is that the calculation is carried out using simultaneously two angular velocity hydromachines shafts and operating pressure drop - current and previous. It allows to accurately determine the value of all the kinematic, power and energy transmissions parameters.

Key-words: mine locomotive, hydrovolume-mechanical transmission, differential, kinematic and power parameters.

АВТОРИ:

ТАРАН Ігор Олександрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Управління на транспорті», Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: taran_70@mail.ru.

КЛИМЕНКО Ірина Юріївна, асистент кафедри «Управління на транспорті», Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: iryna_klymenko@mail.ru.

АВТОРЫ:

ТАРАН Игорь Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Управление на транспорте», Государственный ВУЗ "Национальный горный университет", e-mail: taran_70@mail.ru.

КЛИМЕНКО Ирина Юрьевна, ассистент кафедры «Управление на транспорте», Государственный ВУЗ "Национальный горный университет", e-mail: iryna_klymenko@mail.ru.

AUTHORS:

Igor TARAN, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of Transport Management Department, National Mining University, e-mail: taran_70@mail.ru;

Iryna KLYMENKO, Assistant of Transport Management Department, National Mining University, e-mail: iryna_klymenko@mail.ru.

Стаття надійшла в редакцію 12.10.2016 р.