

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ ШАХТНОГО ДИЗЕЛЕВОЗА З ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

© I. Taran, I. Klymenko

MODELING THE BRAKING PROCESS OF A MINE DIESEL LOCOMOTIVE WITH HYDROSTATIC MECHANICAL TRANSMISSION

У роботі розглянуто процес гальмування шахтного дизелевоза з гідрооб'ємно-механічною трансмісією, що працює за схемою «диференціал на вході». Виявлення та систематизація основних закономірностей розподілу потоків потужності в замкнутому контурі гідрооб'ємно-механічної трансмісії в процесі гальмування виконані з використанням розробленої в MatLab/Simulink програмної реалізації.

В работе рассмотрен процесс торможения шахтного дизелевоза с гидрообъемно-механической трансмиссией, работающей по схеме «дифференциал на входе». Выявление и систематизация основных закономерностей распределения потоков мощности в замкнутом контуре гидрообъемно-механической трансмиссии в процессе торможения выполнены с использованием разработанной в MatLab/Simulink программной реализации.

Вступ. Прагнення до безступінчастого регулювання швидкості та тягового зусилля, підвищення ергономічних властивостей при виконанні технологічних операцій самохідними машинами стало головною причиною росту популярності гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ). Питання дослідження ГОМТ розглядаються у роботах [1-3].

Встановлено, що незважаючи на достатню розповсюдженість ГОМТ, сучасні конструкції трансмісій даного типу потребують подальшого удосконалення. Це, в першу чергу, стосується: зниження навантаження як на гідравлічну, так і елементи механічної частини в процесі гальмування, оскільки при некоректному виборі способу гальмування та інтенсивності зміни параметрів регулювання гідрооб'ємної передачі (ГОП), спостерігається не тільки стрибкоподібна зміна тиску робочої рідини, різке збільшення значень кутових швидкостей ланок ГОМТ, а й зниження керованості та гальмівної ефективності дизелевозів.

Гальмуванню дизелевозів з безступінчатими ГОМТ, а також структурному аналізу трансмісій в процесі гальмування увага вчених практично не приділялась, тому підвищення технічного рівня та гальмівної ефективності дизелевозів з ГОМТ є актуальним науково-практичним питанням.

Моделювання процесу гальмування можливе з використанням наступних способів реалізації:

- при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс (в подальшому даний спосіб реалізації будемо позначати №1);
- при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами:

- зниження швидкості за рахунок ГОП та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (спосіб реалізації №2);
- зниження швидкості за рахунок ГОП при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (спосіб реалізації №3), гальмівні механізми утворюють момент, рівний 0;
- зниження швидкості за рахунок гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (спосіб реалізації №4).

Робота присвячена розгляду першого варіанту (при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс) при роботі на транспортному діапазоні.

Мета роботи – дослідження процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ, що працює за схемою «диференціал на вході», при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс при роботі на транспортному діапазоні, а також визначення основних закономірностей розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів трансмісії в процесі гальмування.

Матеріали досліджень. Розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ в процесі гальмування суттєво залежить від:

- типу трансмісії (розглядається схема ГОМТ з диференціалом на вході – ГОМТ №1 (рис. 1));
- початкової швидкості (гальмування дизелевоза розпочинається зі швидкості V_{\max} та $0,5 \cdot V_{\max}$; для ГОМТ №1 V_{\max} на транспортному діапазоні руху дорівнює 20,24 км/год);
- сили тяги на гаку (при русі на транспортному діапазоні вагонетки, як правило – порожні, максимальна їх кількість для обраних умов експлуатації (n) – 8, що еквівалентно 2-м завантаженим вагонеткам (узято із запасом));
- кута підйому та спуску (еквівалентні 50 %);
- способу реалізації процесу гальмування.

Виконаємо моделювання процесу гальмування при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс при максимально можливих гальмівних моментах на колесах та 2-х різноманітних законах зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП $e_1(t)$, $e_2(t)$. Перший закон $e_1(t)$, $e_2(t)$ буде характеризуватися зміною параметрів регулювання гідромашин ГОП відповідно зміні дійсної швидкості руху дизелевоза та позначатися як $e_{1_V_{nom}}(t)$, $e_{2_V_{nom}}(t)$, при другому законі параметри регулювання ГОП протягом всього процесу гальмування залишаються незмінними і відповідають тому значенню, яке вони мали на початку гальмування – $e_{1_V_{\max}}(t)$, $e_{2_V_{\max}}(t)$.

Оскільки в місцях розриву потоку потужності крутні моменти на ланках трансмісії дорівнюють 0, двигун не буде впливати суттєво на динаміку процесу гальмування.

В роботі не стоїть задача дослідження впливу часу досягнення максимально можливих гальмівних моментів на колесах $t_{g \max}$ на зміну кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ, тому потреби в розгляданні декількох варіантів $t_{g \max}$ немає. Для вирішення поставлених в роботі задач приймемо

одне значення $t_{g \max} = 5$ с для всіх варіантів процесу гальмування при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс.

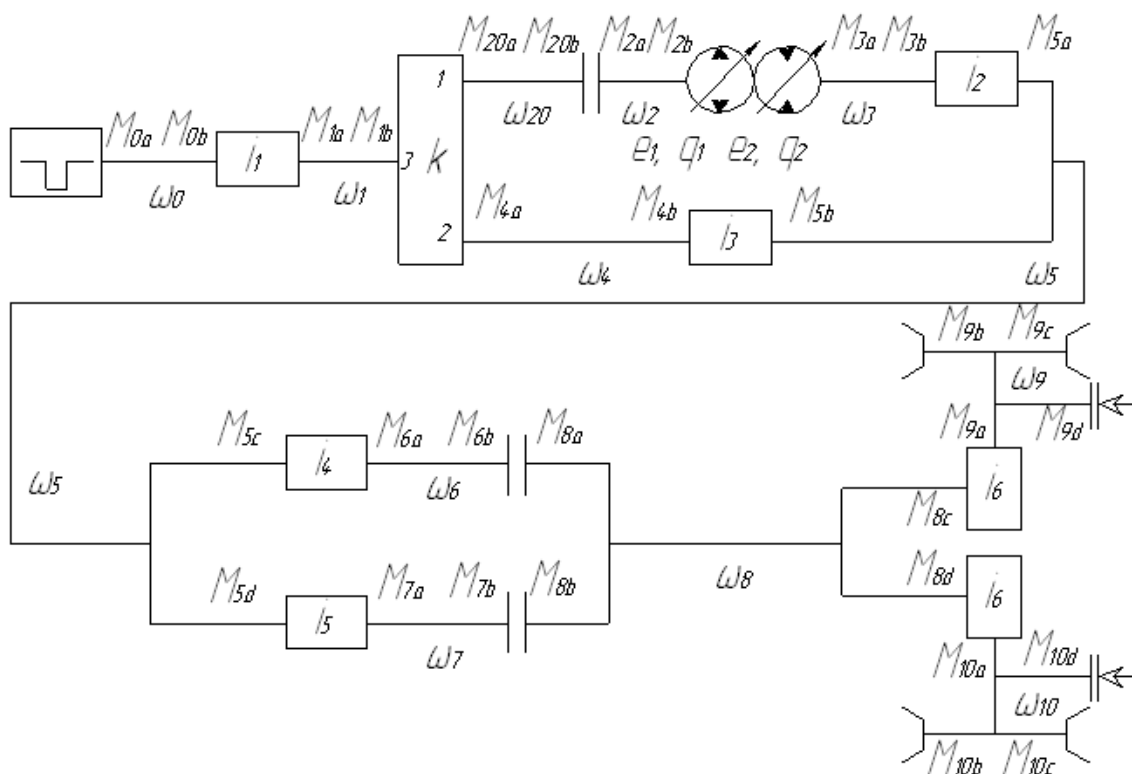


Рис. 1. Фізична модель ГОМТ №1:

ω_i – кутова швидкість ланки трансмісії; 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; M_{nm} – моменти на ланках ГОМТ; m – індекси, що відповідають номеру кутової швидкості ланки; n – індекси-букви, що відповідають моментам на кінцях ланок

В процесі дослідження гальмування слід приділити увагу кутовим швидкостям ведучого та веденого валів зчеплення, оскільки при різниці між ними більше ніж 120 рад/с (за умови обертання їх в одному напрямку), машиніст ще має можливість перервати гальмування без завдання шкоди ГОМТ.

При моделюванні процесу гальмування подача палива в двигун буде встановлюватися мінімальною.

Виконання кількісної оцінки впливу початкової швидкості гальмування та сили тяги на гаку шахтного дизелевоза на розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ, виявлення та систематизація основних закономірностей розподілу потоків потужності в замкнутому контурі ГОМТ в процесі гальмування шахтного дизелевоза, а також визначення та теоретичне обґрунтування (з точки зору динаміки процесу гальмування) перспективної ГОМТ відбувається за рахунок використання розробленої в MatLab/Simulink програмної реалізації, зовнішній вигляд якої наведено на рис. 2.

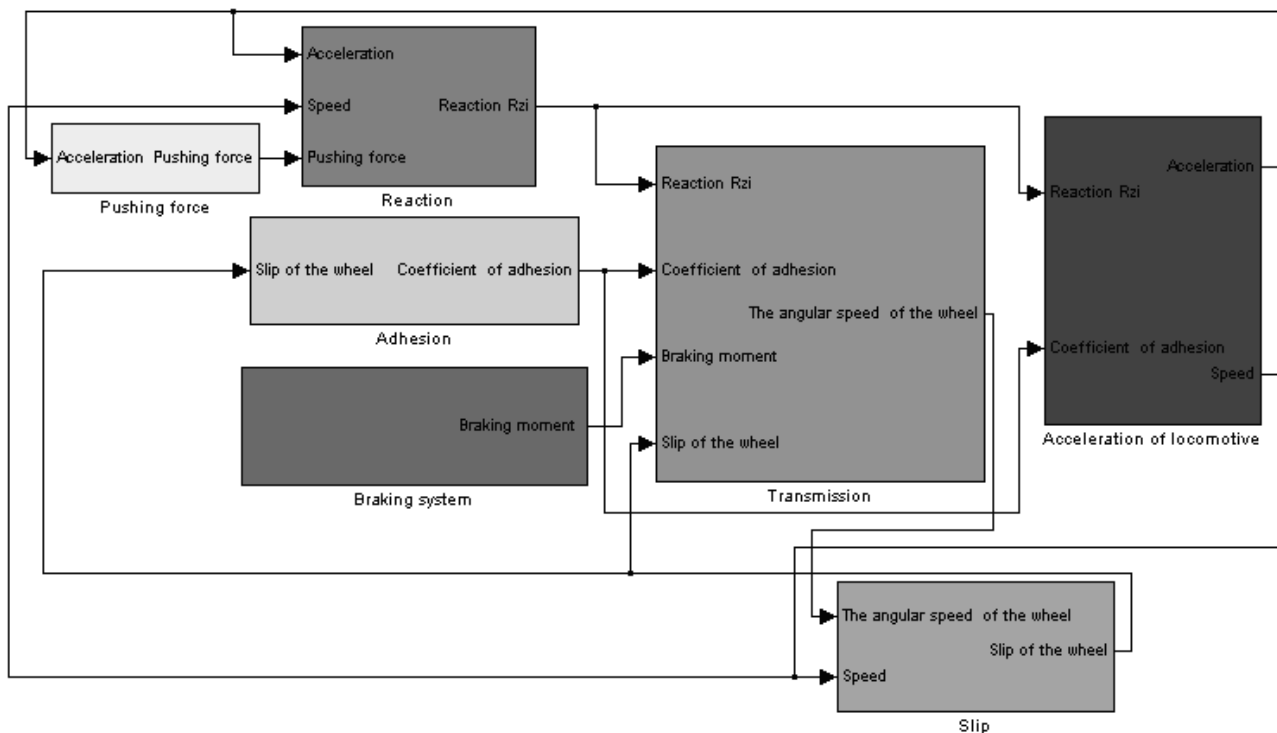


Рис. 2. Схема програмної реалізації процесу гальмування дизельовоза у середовищі MatLab/Simulink

В процесі моделювання гальмування досліджуються наступні параметри:

– максимальне значення перепаду робочого тиску в ГОП $|dP|_{\max}$, яке не повинно перевищувати для гідромашин робочим об'ємом 90 см^3 фірми «PSM-HYDRAYLIKS» $40,0 \text{ МПа}$;

– максимальне значення кутової швидкості вала гідронасоса $|w_2|_{\max}$, яке не повинно перевищувати $460,0 \text{ рад/с}$;

– максимальне значення кутової швидкості вала гідромотора $|w_3|_{\max}$, яке не повинно перевищувати $460,0 \text{ рад/с}$;

– максимальне значення кутової швидкості ведучого валу зчеплення $|w_{20}|_{\max}$;

– максимальне значення потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру ГОМТ – $|N_{gk}|_{\max}$;

– максимальне значення потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ – $|N_{mk}|_{\max}$;

– гальмівний шлях – S ;

– час гальмування – t .

Кутові швидкості ланок трансмісії та перепад робочого тиску в ГОП мали наступні початкові значення при русі на транспортному діапазоні:

- $V=20,24$ км/год, $w_1=210,0$ рад/с, $w_2= -61,2$ рад/с, $w_3= -102,9$ рад/с, $\Delta P=11,85$ МПа, $e_1=1$, $e_2=0,5$;
- $V=10,12$ км/год, $w_1=210,0$ рад/с, $w_2= -200,5$ рад/с, $w_3= -51,36$ рад/с, $\Delta P=19,6$ МПа, $e_1=0,36$, $e_2=1$;

Незважаючи на те, що перепад робочого тиску в ГОП ΔP задається як початкові дані в математичній моделі процесу гальмування, програмна реалізація одразу його уточнює відповідно умов експлуатації та з урахуванням способу реалізації процесу гальмування, саме тому значення ΔP , що подається, як початкове, буде відрізнятись від значення, отриманого в процесі моделювання гальмування. Що стосується інших параметрів, значення, що подаються, як початкові, будуть відповідати першим значенням, отриманим в процесі моделювання гальмування.

Результати моделювання гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 та способом реалізації процесу гальмування №1 у вигляді графічних залежностей наведені на рис. 3 – 6.

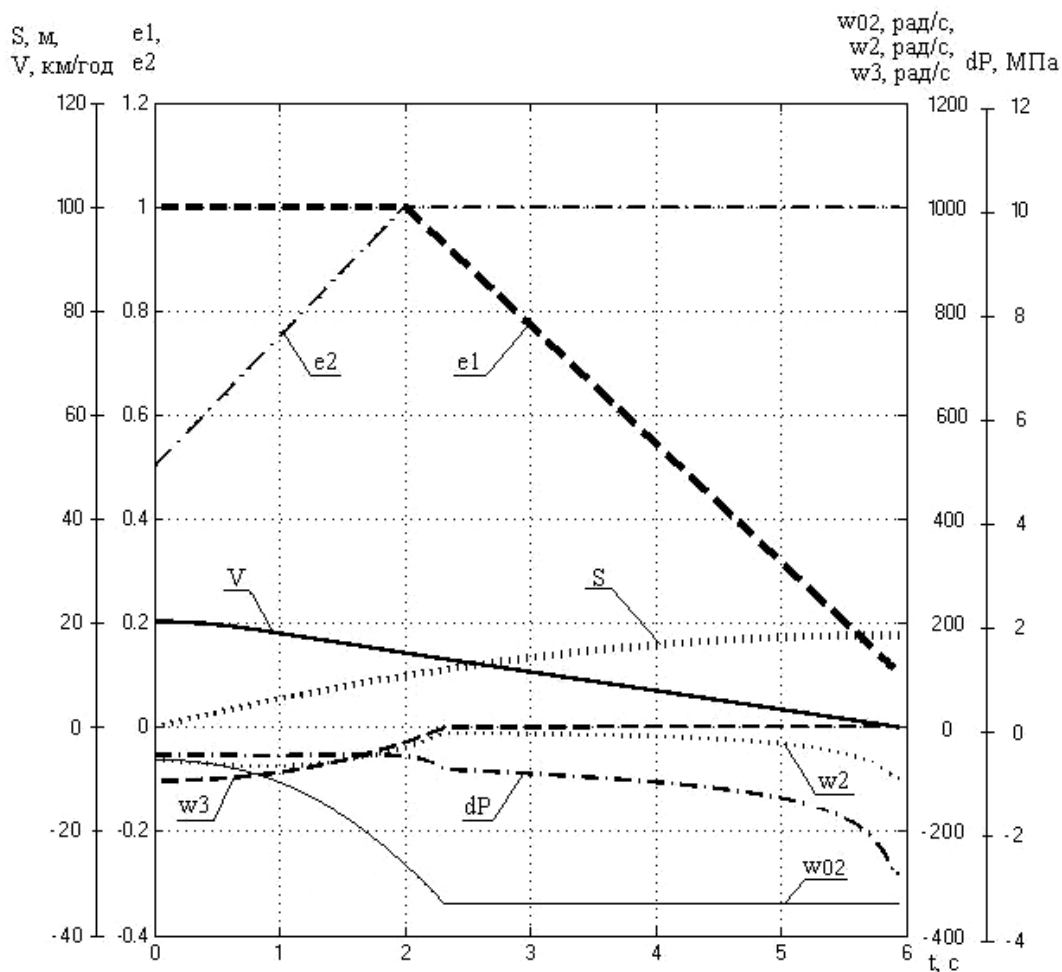


Рис. 3. Результати моделювання гальмування дизелевоза (ГОМТ №1, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №1, закони $e_1(t)$, $e_2(t) - e_{1_1V_{nom}}(t)$, $e_{2_1V_{nom}}(t)$, $V_{max} = 20,24$ км/год, $n=2$, спуск)

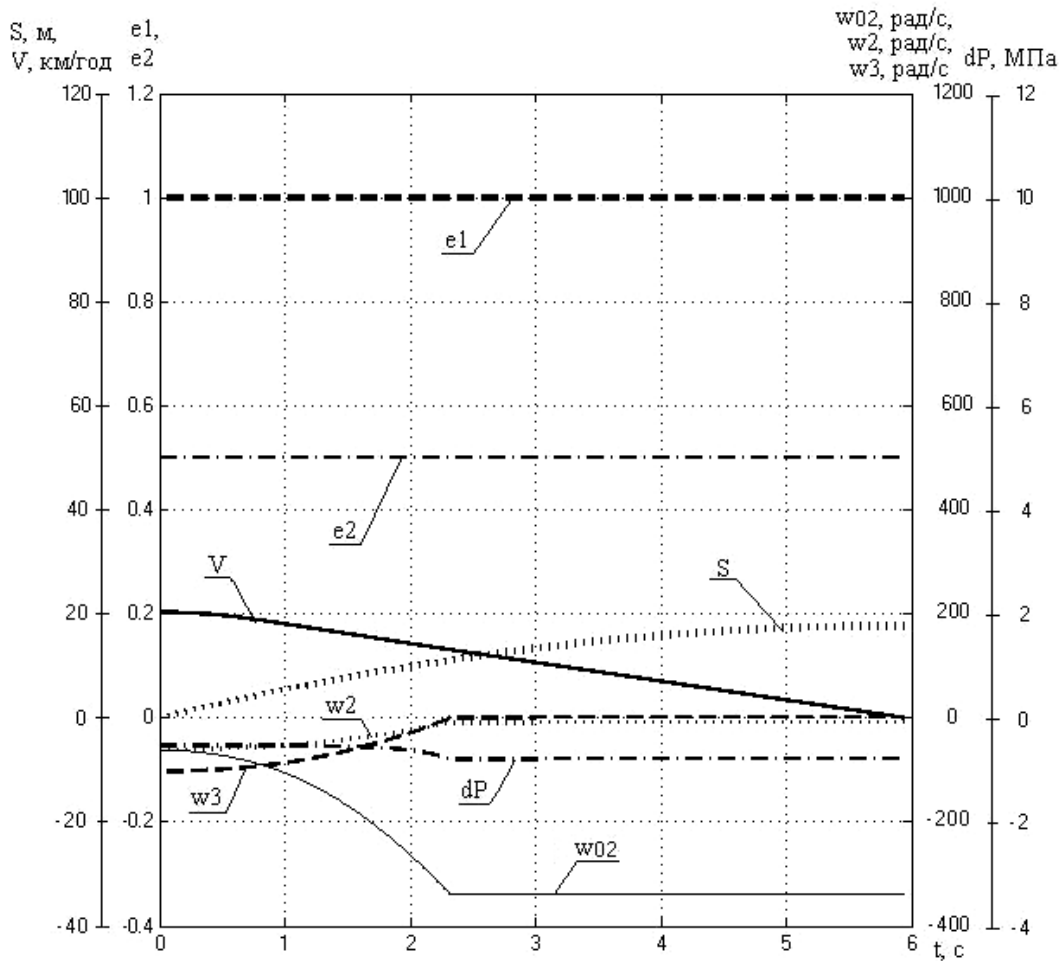


Рис. 4. Результати моделювання гальмування дизелевоза (ГОМТ №1, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №1, закони $e_1(t)$, $e_2(t) - e_{1_1V_{\max}}(t)$, $e_{2_1V_{\max}}(t)$, $V_{\max} = 20,24$ км/год, $n=2$, спуск)

Висновки. В процесі теоретичного дослідження процесу гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс при роботі на транспортному діапазоні встановлено наступне:

1. В зв'язку з тим, що кінематичне від'єднання двигуна від коліс використовується, як правило, при екстремому гальмуванні, яке, зазвичай, закінчується повною зупинкою дизелевоза, рекомендується параметри регулювання ГОП $e_1(t)$, $e_2(t)$ протягом всього процесу гальмування залишати незмінними – $e_{1_1V_{\max}}(t)$, $e_{2_1V_{\max}}(t)$, тобто вони повинні відповідати тому значенню, яке мали на початку гальмування (при використанні $e_{1_1V_{\max}}(t)$, $e_{2_1V_{\max}}(t)$ замість $e_{1_1V_{\text{nom}}}(t)$, $e_{2_1V_{\text{nom}}}(t)$ спостерігається зниження перепаду робочого тиску в ГОП до 3,5 разів та зниження кутової швидкості валу гідронасоса до 46%).

2. За рахунок кінематичного розриву механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ сила тяги на гаку шахтного дизелевоза на розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ суттєво не впливає, розбіжність

останніх не перевищує 0,81%. Що стосується впливу кута підйому/спуску, то розбіжність в значеннях $|dP|_{\max}$, $|w_{20}|_{\max}$, $|w_2|_{\max}$, $|w_3|_{\max}$, $|N_{gk}|_{\max}$ не перевищує 4,5%.

3. Прослідковується чітке зниження значень перепаду робочого тиску в ГОП до 45,2% та кутової швидкості вала гідронасоса до 72,8% при початку гальмування зі швидкості V_{\max} замість швидкості $0,5 \cdot V_{\max}$.

4. Оскільки в замкнутому контурі ГОМТ №1 за рахунок муфти зчеплення відбувається кінематичний розрив механічної гілки, ні кут підйому/спуску, ні сила тяги на гаку шахтного дизелевоза на розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ суттєво не впливають. Зі зменшенням початкової швидкості гальмування лише значення перепаду робочого тиску в ГОП та кутової швидкості вала гідронасоса ГОМТ №1 збільшуються.

Перелік посилань

1. Таран І.О. Комплексне дослідження зміни кінематичних та силових параметрів трансмісії шахтного дизелевоза / І.А. Таран, І.Ю. Клименко // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2016. №3(7). – С. 136 – 143.
2. 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.
3. Самородов В.Б. Експериментальне дослідження робочих процесів у гідрооб'ємно-механічних трансмісіях з диференціалом на вході та з диференціалом на виході / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту. – 2014. – № 39. – С. 60 – 67.

ABSTRACT

Purpose. Research the braking process of a mine diesel locomotive with hydrostatic mechanical transmission operating according to “input differential” schemes at cinematic disconnecting the engine from the wheels in terms of transport ranges of motion.

The methods of research. Review of the literature, comparison and analogy method for the structural analysis of transmission, theoretical analysis, modeling of the braking process, the method of analysis and synthesis the ways implementing the braking process diesel locomotives were used to achieve the objectives.

Findings. Detection and systematization the laws of distribution the power flows in closed loop of hydrostatic mechanical transmission during braking were fulfilled using the developed program in MatLab/Simulink. The results of modeling the braking process were presented in form of graphical dependencies.

The originality is to determine the changes in power parameters, kinematic parameters and energy parameters during braking in terms of transport ranges of motion of a mine diesel locomotive. It will improve the transmissions efficiency and braking efficiency of mine diesel locomotives.

Practical implications. To develop recommendations for determination of hydrostatic mechanical transmission parameters during braking (cinematic disconnecting the engine from the wheels)

providing the improvement of both braking characteristics and operational characteristics of a diesel locomotive.

Keywords: hydrostatic mechanical transmission, stepless transmission, input differential, mine diesel locomotive, braking process, power parameters, kinematic parameters, energy parameters, transport ranges of motion.

УДК 622.625.28

© В.П. Франчук, К.А. Зиборов

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ НЕУПРУГИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ПРИ СВОБОДНОМ КАЧЕНИИ КОЛЕСА ПО РЕЛЬСУ

© V. Franchuk, K. Ziborov

METHOD FOR DETERMINING INELASTIC RESISTANCE AT FREE WHEEL ROLLING ON THE RAILS

С учетом неупругих сопротивлений при взаимодействии контактирующих тел, представленных в форме комплексного модуля упругости, получены аналитические зависимости для определения текущего значения усилия на площадке контакта; энергии, теряемой колесом за время прохождения площадки контакта; коэффициента сопротивления при свободном качении с учетом физико-механических свойств контактирующих поверхностей.

З урахуванням непружних опорів при взаємодії контактуючих тіл, представлених у формі комплексного модуля пружності, отримано аналітичні залежності для визначення поточного значення зусилля на плямі контакту; енергії, що втрачається колесом за час проходження площадки контакту; коефіцієнта опору при вільному коченні з урахуванням фізико-механічних властивостей контактуючих поверхонь.

Введение. Многочисленные теоретические и экспериментальные исследования, проведенные в области описания процесса взаимодействия выходных звеньев рельсового колесного транспорта с рельсами, преследовали две основные цели:

- установить физическую картину процесса передачи движения трением и проверить гипотезы его образования [1];
- оценить величину коэффициента сцепления различных типов рельсового колесного транспорта применительно к данным условиям движения и выявить влияние решающих факторов [2].

Однако в большинстве случаев использование этих исследований для реальных условий сложного напряженного состояния контактирующих тел приводит к довольно громоздким и трудно анализируемым результатам. Естественное стремление к получению наиболее простых аналитических зависимостей связано с упрощенным подходом к объекту исследований. Результаты при