

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДНІПРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМ. АКАДЕМИКА В. ЛАЗАРЯНА

**КЛИМЕНКО ІРИНА ЮРІЇВНА**



УДК 622.62-043.79:621.83

**ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ СПОСОБІВ ГАЛЬМУВАННЯ  
ШАХТНОГО ДИЗЕЛЕВОЗА З ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЮ  
ТРАНСМІСІЄЮ**

Спеціальність 05.22.12 – промисловий транспорт

**АВТОРЕФЕРАТ**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Дніпро – 2021

Дисертація є рукописом

Робота виконана на кафедрі автомобілів та автомобільного господарства та завершена на кафедрі управління на транспорті у Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка» Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Таран Ігор Олександрович,**  
завідувач кафедри управління на транспорті  
(Національний технічний університет  
«Дніпровська політехніка»).

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Бейгул Олег Олексійович,**  
завідувач кафедри машинобудування  
(Дніпровський державний технічний університет),

кандидат технічних наук, доцент  
**Сістук Володимир Олександрович,**  
доцент кафедри автомобільного транспорту  
(Криворізький національний університет).

Захист відбудеться «01» квітня 2021 р. о 15<sup>30</sup> на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 08.820.01 при Дніпровському національному університеті залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна за адресою: 49010, м. Дніпро, вул. Лазаряна 2, ауд. 314.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна або на сайті університету <http://diit.edu.ua/> (Наука – Захисти у раді Д 08.820.01).

Автореферат розісланий «01» березня 2021 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради Д 08.820.01,  
доктор технічних наук, професор



А.М. Муха

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Підвищені вимоги щодо дотримання жорстких норм викидів та зниження експлуатаційних витрат приводять до необхідності вирішення більш складних задач у сфері досліджень, направлених на пошук нових рішень, здатних підвищити загальну ефективність транспортного засобу. Можливий прогрес у цьому напрямі базується на підвищенні ефективності та надійності трансмісій, що має суттєвий вплив на експлуатаційні характеристики тягово-транспортних машин.

У сучасному світовому та вітчизняному машинобудуванні використовують такі види трансмісій: гідродинамічна, гідростатична, механічна та електрична. Однак ефективність гідростатичної трансмісії відносно низька через багаторазове перетворення енергії, а гідродинамічна передача зазвичай досягає високої ефективності при високих швидкостях руху транспортного засобу. Тому останнім часом зростає зацікавленість у складних гідрооб'ємно-механічних трансмісіях (ГОМТ), що мають істотні переваги (перш за все, за рахунок більш високого ККД), які роблять їх конкурентоспроможними порівняно з трансмісіями на основі гідротрансформаторів та з іншими типами повнопотокових трансмісій. Крім більш високої ефективності самої трансмісії, ГОМТ забезпечує широкий діапазон перетворення крутного моменту/швидкості та оптимальну роботу дизельного двигуна, що дозволяє двигуну працювати на межі максимальної ефективності.

Незважаючи на достатню розповсюдженість ГОМТ у машинобудуванні, сучасні конструкції трансмісій даного типу потребують подальшого вдосконалення. Це, в першу чергу, стосується зниження навантаження як на гідравлічну, так і на елементи механічної частини в процесі гальмування, оскільки при некоректному виборі способу гальмування та інтенсивності зміни параметрів регулювання гідрооб'ємної передачі спостерігається не тільки стрибкоподібна зміна тиску робочої рідини, а також різке збільшення значень кутових швидкостей ланок ГОМТ, що призводить до виникнення аварійних режимів роботи, виходу з ладу та зниження терміну експлуатації елементів трансмісії.

Таким чином, забезпечення гальмівної ефективності шахтних дизелевозів з ГОМТ та визначення раціональних способів процесу гальмування є актуальною науково-практичною задачею, яка визначила напрям дисертаційних досліджень.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконана на кафедрі автомобілів та автомобільного господарства та завершена на кафедрі управління на транспорті Національного технічного університету «Дніпровська політехніка» відповідно до Енергетичної стратегії України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність», затвердженої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 18 серпня 2017 р. № 605-р.

Дисертаційна робота є складовою наукових досліджень, проведених у НТУ «Дніпровська політехніка», у яких автор брала безпосередню участь як відповідальний виконавець окремих розділів: «Науково-технічне обслуговування параметрів гідромеханічних трансмісій нового технічного рівня для сучасних самохідних машин» (№ державної реєстрації 0114U003697, 2014-2016 рр.); «Розробка прогресивних технологій повноцінного вилучення енергетичного вугілля

з акумуляцією пустих порід у підземному просторі» (№ державної реєстрації 0120U101099, з 2020 р.).

**Мета і завдання дослідження.** Метою дисертаційної роботи є встановлення раціональних способів процесу гальмування шахтних дизелевозів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями за рахунок визначення діапазонів допустимих значень робочих параметрів у безступінчастих трансмісіях.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі основні завдання:

1. Виконати аналіз наукових концепцій і тенденцій застосування ГОМТ у шахтних дизелевозах.
2. Визначити значення кінематичних та силових параметрів ГОМТ у момент переходу дизелевозів з режиму розгону або рівномірного руху в режим гальмування.
3. Розробити узагальнену математичну модель процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ, яка б враховувала опис характеристик двигуна внутрішнього згоряння, робочих процесів у ГОМТ, взаємодії коліс з опорною поверхнею, гальмівної системи.
4. Установити можливість реалізації різних способів процесу гальмування шахтного дизелевоза при використанні ГОМТ різних структур.
5. Запропонувати рішення з оптимізації параметрів одновісних планетарних редукторів.

**Об'єкт дослідження** – процес гальмування шахтних дизелевозів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями.

**Предмет дослідження** – кінематичні та силові параметри гідрооб'ємно-механічної трансмісії в процесі гальмування шахтного дизелевоза.

**Методи дослідження.** Для вирішення поставлених завдань застосовувалися такі методи: метод порівнянь і аналогій – для аналізу ГОМТ різноманітного схемного виконання; метод морфологічного аналізу – для обґрунтування способів реалізації процесу гальмування шахтних дизелевозів з ГОМТ; теорія машин і механізмів, теорія замкнутих двопотокових передач, диференціальне та інтегральне числення – для визначення закономірностей розподілу кінематичних та силових параметрів трансмісії; чисельні методи інтегрування – для отримання результатів математичного моделювання системи «двигун-трансмісія-дизелевоз» у перехідних режимах руху; об'єктно-орієнтоване програмування – для комп'ютерної реалізації розроблених моделей; модифікований симплексний метод Нелдера – Міда – для вирішення задачі оптимізації параметрів ГОМТ.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає в узагальненні та розвитку існуючих теорій процесу гальмування шахтних дизелевозів з безступінчастими ГОМТ, що дозволило вирішити актуальну наукову задачу забезпечення гальмівної ефективності дизелевозів з ГОМТ та обґрунтування раціональних способів реалізації процесу гальмування. При цьому вперше:

- виконана кількісна оцінка впливу початкової швидкості гальмування та сили тяги шахтного дизелевоза на розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ, що дозволяє визначити можливі умови реалізації різних способів гальмування шахтних дизелевозів з ГОМТ;
- виявлено та систематизовано основні закономірності розподілу потоків потужності в замкнутому контурі ГОМТ різних структур у процесі гальмування

шахтного дизелевоза, що надає можливість підвищити ефективність трансмісії за рахунок вибору їх раціональних структур ще на стадії проектування шахтних дизелевозів;

- визначені та теоретично обґрунтовані, з точки зору динаміки процесу гальмування, переваги ГОМТ з диференціалом на виході над схемою з диференціалом на вході, що створило можливість визначити раціональні способи реалізації службового та екстреного гальмування, а також підвищити працездатність ГОМТ та гальмівну ефективність шахтних дизелевозів;

- розроблено рекомендації з вибору способу реалізації процесу гальмування залежно від початкової швидкості та сили тяги шахтного дизелевоза, що дозволяє підвищити працездатність трансмісій при гальмуванні.

Отримали подальший розвиток:

- математична модель процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ, яка відрізняється від існуючих урахуванням законів зміни параметрів регулювання гід्रोоб'ємної передачі (ГОП) та способів реалізації гальмування та дає можливість достовірно визначити кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ.

### **Практичне значення отриманих результатів.**

Наведений у роботі математичний апарат аналізу системи «двигун-трансмісія-гальмівна система» дозволяє з мінімальними затратами часу визначити основні характеристики роботи трансмісії, увесь спектр навантажень в її елементах та обґрунтовано підійти до вибору раціональних способів гальмування транспортних засобів.

Розроблений алгоритм пошуку можливих рішень оптимізаційних задач, що поєднує методи прямої оптимізації – Нелдера – Міда та ЛП-т сіток з варіантами зондування області визначення цільової функції і локалізації знайдених екстремумів, використовується для визначення залежностей формування і передачі потоків потужності в елементах трансмісії.

Запропонована методика проектування планетарного редуктора дозволяє визначати оптимальну кількість зубців шестерень методом прямого перебору всіх можливих рішень.

Основні наукові результати, які отримано в дисертаційному дослідженні, знайшли застосування на ТОВ «Інжинірингова компанія «Дніпрокрансервіс» та ТОВ «СРД» (м. Дніпро), а також використовуються в науково-дослідній та освітній діяльності НТУ «Дніпровська політехніка» при підготовці студентів спеціальностей 275 Транспортні технології, 274 Автомобільний транспорт, 133 Галузеве машинобудування, що підтверджується актами про впровадження результатів дисертації.

**Особистий внесок здобувача.** Всі наукові положення та результати дисертаційної роботи отримані автором особисто та викладено у роботах [1–26], серед них: виявлення та систематизація основних закономірностей робочих процесів, включаючи циркуляцію потужності, у ГОМТ різних структур, формалізація розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів [1, 2, 5–7, 14–17]; складання узагальненої математичної моделі процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ [8–9, 16–19]; дослідження роботи ГОМТ у гальмівному режимі, виявлення взаємозв'язку між способами реалізації службового та екстреного гальмування, законами зміни параметрів регулювання гідромашин

ГОП з кінематичними, силовими та енергетичними параметрами ГОМТ різних структур [10–12, 21–25]; визначення раціональних способів реалізації процесу гальмування та законів зміни параметрів регулювання гідромашин [13, 24–26]; оптимізація параметрів одновісних планетарних редукторів [3–4, 19–20].

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивну оцінку на конференціях: II Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених та студентів «Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі» (Донецьк, 2013), Міжнародна науково-технічна конференція «Форум гірників» (Дніпро, 2013, 2015, 2017), Міжнародна конференція «Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості і транспорту» (Дніпро, 2014, 2017), Міжнародна конференція «Розвиток інформаційно-ресурсного забезпечення освіти і науки в гірничо-металургійній галузі і транспорті 2014» (Дніпропетровськ, 2014), Міжнародна науково-технічна конференція ЗП-2015 «Проблеми якості та довговічності зубчастих передач і механічного приводу» (Одеса – Кароліно-Бугаз, 2015), Дев'ята міжнародна науково-практична конференція «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті MINTT-2017» (м. Херсон, 2017), IX International Scientific Conference «Transport Problems 2017» (Katowice, 2017), VII Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих вчених «Перспективи розвитку гірничої справи та раціонального використання природних ресурсів» (м. Житомир, 2020).

**Публікації.** Основні положення та наукові результати дисертаційної роботи опубліковано у 26 наукових роботах, у тому числі 10 статей у наукових фахових виданнях України (3 статті у виданнях, які включені до міжнародної наукометричної бази Scopus), 2 публікації у закордонних фахових виданнях, які включені до наукометричної бази Scopus, 1 стаття у матеріалах закордонної конференції, яка включена до наукометричної бази Scopus, 13 тез доповідей на конференціях.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів з висновками, загальних висновків, списку використаної літератури і додатків. Повний обсяг дисертації складає 206 сторінок, у тому числі 151 сторінка основного тексту; 67 рисунків, з них 3 рисунки на окремих сторінках; 25 таблиць, з них 12 таблиць на окремих сторінках; список використаних джерел із 184 найменувань на 22 сторінках, додатки на 19 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету, завдання, предмет та об'єкт досліджень, наведено застосовані методи дослідження та зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами; викладено положення, що визначають наукову новизну та практичне значення роботи; надано інформацію про апробацію та публікацію результатів дисертаційних досліджень.

У першому розділі проведено аналіз сучасного стану та тенденцій застосування сучасних гідрооб'ємно-механічних трансмісій у шахтних дизелевозах, встановлено, що їх застосування покращить стан транспортного комплексу шахт,

який унаслідок системного нехтування питаннями його розвитку перебуває у критичному стані, про що свідчить експлуатація на підземних магістралях електровозів АМ8Д, створених ще на початку 60-х років 20 століття.

Дослідженням питань динаміки шахтного і промислового рейкового транспорту займалися С.С. Барташевський, О.О. Бейгул, С.С. Блохін, О.В. Денищенко, К.А. Зіборов, В.П. Кондрахін, А.Н. Коптовець, Б.А. Кузнецов, В.В. Мішин, Є.Є. Новиков, О.В. Новицький, Н.С. Поляков, В.В. Проців, А.А. Ренгевич, В.І. Самуся, В.А. Салов, А.А. Сердюк, І.О. Сінчук, В.О. Сістук, А.О. Співаковський, Л.А. Франчук, П.С. Шахтар, Л.Н. Ширін, Е.М. Шляхов.

Використання гідрооб'ємних передач в трансмісіях колісних, гусеничних, спеціальних гусеничних, дорожньо-будівельних машин, навантажувачів і комбайнів в останні роки отримало в Україні широкого розповсюдження, що свідчить про безперервне зростання пріоритетності використання безступінчастих трансмісій. Питанням з розробки об'ємних гідромашин та ГОП, створення і дослідження ГОМТ для транспортних засобів присвячені праці Авруніна Г.А., Александрова Є.Є., Башти Т.М., Борисюка М.Д., Васильченка В.О., Городецького К.І., Деркача О.І., Домогарова В.В., Забелішинського З.Е., Каменова О.В., Кісточкіна Є.С., Комісарика С.Ф., Кононенка В.О., Крісті М.К., Крюкова А.П., Курмасва Р.Х., Лебедєва А.Т., Ловцова Ю.І., Назарова Л.В., Осипова О.Ф., Панченка А.І., Пономаренка Ю.Ф., Прокоф'єва В.М., Рогова А.В., Самородова В.Б., Бондаренка А.І., Суковіна М.В., Тарана І.О., Токаря І.А., Філічкіна М.В., Щельцина М.О., Aitzetmuller H., Bohlamann B., Cesana P., Cheng Y., Gorla C., Jacobson E., Hutala K., Hwang S., Stojek J., Sung D., Taroni F.

Незважаючи на достатню розповсюдженість ГОМТ у сучасному машинобудуванні, особливо на тракторах та військовій техніці, та численні праці вчених щодо створення та дослідження ГОМТ для самохідних машин, трансмісії даного типу потребують подальшого ретельного дослідження з метою визначення необхідних конструктивних параметрів, що забезпечують підвищення гальмових та експлуатаційних характеристик дизелевоза.

На підставі проведеного розгляду сучасного стану і перспектив застосування дизелевозів на підземних виробках, аналізу тенденцій застосування гідрооб'ємно-механічних трансмісій на рейковому транспорті, дослідження особливостей процесу гальмування самохідних машин з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями сформульовано мету та завдання дослідження.

**Другий розділ** присвячено побудові узагальненої математичної моделі процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ, яка відрізняється від існуючих урахуванням законів зміни параметрів регулювання ГОП та способів реалізації гальмування, дозволяє дослідити зміну кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ у різних умовах експлуатації дизелевозів. Дослідження динаміки процесу гальмування шахтних дизелевозів проведено при використанні двох видів ГОМТ: ГОМТ № 1 (з диференціалом на вході) та ГОМТ № 2 (з диференціалом на виході). Фізичні моделі ГОМТ № 1 та ГОМТ № 2 наведені на рисунку 1.

Достовірність розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ різних структур, отриманих у результаті моделювання процесу гальмування, суттєво залежить від обраних початкових даних, які визначаються при роботі на тяговому та транспортному діапазонах шляхом розв'язання складеної системи

алгебраїчних рівнянь. Початковими значеннями кутових швидкостей ланок елементів трансмісії та перепаду робочого тиску в ГОП є ті значення, які мали елементи ГОМТ у момент переходу шахтних дизелевозів з режиму розгону або рівномірного руху в режим гальмування.

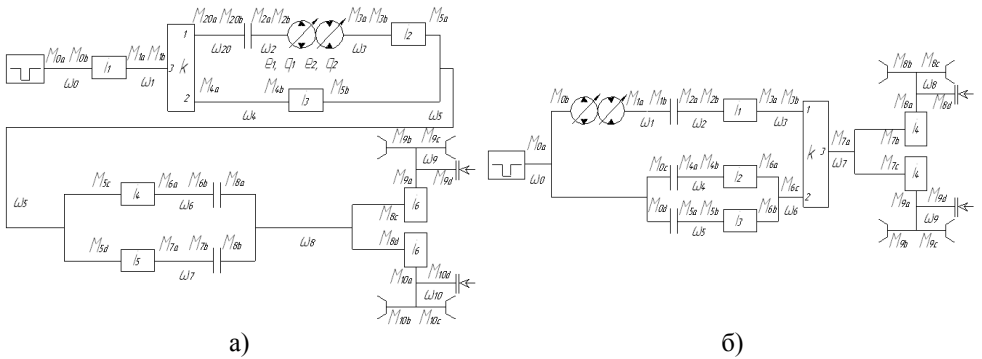


Рисунок 1 – Фізична модель: а) – ГОМТ № 1; б) – ГОМТ № 2:

$\omega_i$  – кутова швидкість ланки трансмісії;  $i_j$  – передаточне відношення;  $k$  – внутрішнє передаточне 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

З урахуванням специфіки моделі для вирішення рівнянь використовувалася система MatLab (підсистема Simulink). Результати теоретичних досліджень ГОМТ № 1 наведені на рисунку 2.

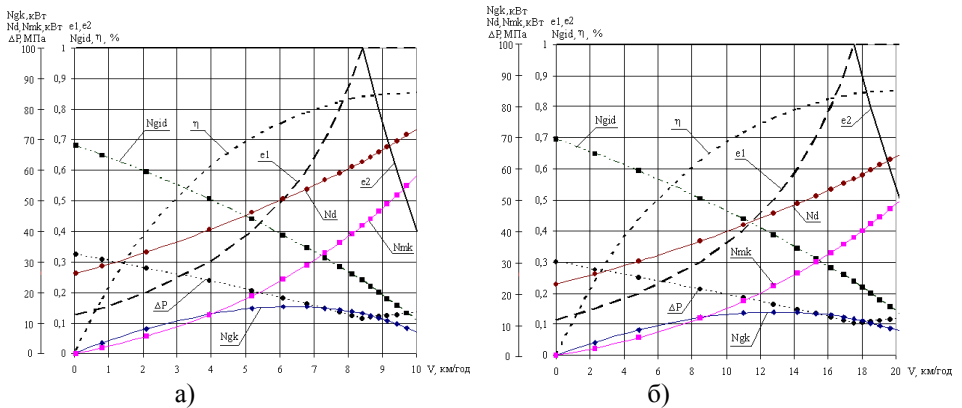


Рисунок 2 – Результати теоретичних досліджень ГОМТ № 1:

а) – на тяговому діапазоні, б) – на транспортному діапазоні



Аналогічно проведено розрахунки для ГОМТ № 2. В процесі аналізу отриманих результатів встановлено, що кожна трансмісія має свої переваги та недоліки. Саме тому при дослідженні процесу гальмування шахтних дизелевозів будуть використовуватися обидві ГОМТ.

Для комплексного дослідження процесу гальмування дизелевозів з безступінчастими двопотоковими ГОМТ доцільно використовувати комплексну «плоску» математичну модель. Така модель дозволяє одержати достатньо точний якісний опис динаміки гальмування шахтних дизелевозів, розкрити фізичну суть процесів та встановити вплив різноманітних чинників на динаміку гальмування за умови дії порівняно малих бічних сил.

У зв'язку з тим, що в роботі розглядаються способи реалізації процесу гальмування шахтних дизелевозів, які характеризуються збереженням кінематичного зв'язку коліс з двигуном, у математичну модель процесу гальмування необхідно включити модель двигуна внутрішнього згоряння та опису рівняння руху колінчастого валу:

$$J \cdot \dot{\omega}_0 = \left( M_{norm} + \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\omega}{k_x - 1} \right) \cdot M_{norm} - M_{0a}, \quad (1)$$

де  $J$  – зведений до колінчастого валу момент інерції;  $M_{norm}$  – нормований крутний момент двигуна;  $\varepsilon_r$  – коефіцієнт, що характеризує положення органу керування подачею палива;  $\varepsilon_\omega$  – коефіцієнт завантаження двигуна за частотою обертання;  $k_x$  – коефіцієнт, що визначає крутість регуляторної гілки зовнішньої швидкісної характеристики;  $M_{nom}$  – номінальний крутний момент двигуна.

Система алгебраїчних рівнянь, що описує зміну силових та кінематичних параметрів для ГОМТ № 1, має такий вигляд:

- 1) співвідношення двигун-трансмісія:

$$\omega_0 = \omega_d; \quad (2)$$

- 2) моменти втрат у гідравлічних машинах:

$$\begin{aligned} & e_1(t) \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_2 + q_1 \cdot \omega_2 \cdot \dot{e}_1(t) - e_2(t) \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_3 - q_2 \cdot \omega_3 \cdot \dot{e}_2(t) = \\ & = \left( \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (|\omega_2| + |\omega_3|) \right) \cdot \Delta \dot{P} + \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot \left( \frac{d}{dt} |\omega_2| + \frac{d}{dt} |\omega_3| \right) \cdot \Delta P + \\ & + \gamma \cdot \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_2|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_3|) \right) \cdot \Delta \dot{P} + \\ & + \gamma \cdot \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_2| + 2 \cdot \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_3| \right) \cdot \Delta P; \end{aligned} \quad (3)$$

- 3) загальні втрати робочої рідини в гідронасосу та гідромоторі:

$$M_{2b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_2);$$

$$\Delta M_1 = q_1 \cdot \left[ \bar{K}_1 \cdot |\omega_2| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_2^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_2| \cdot D_{q1})} \cdot \Delta P + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_2| \cdot D_{q1})} \right];$$

$$D_{q1} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_1}; \quad M_{3a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_3); \quad (4)$$

$$\Delta M_2 = q_2 \cdot \left[ \bar{K}_1 \cdot |\omega_3| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_2^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_3| \cdot D_{q2})} \cdot \Delta P + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_3| \cdot D_{q2})} \right];$$

$$D_{q2} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_2};$$

4) силові параметри трансмісії:

$$M_{0b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{0b})} + i_1 \cdot M_{1a} = 0; \quad M_{20a} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{20a})} + M_{4a} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4a})} + M_{1b} = 0;$$

$$M_{20a} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{20a})} + M_{4a} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4a})} = 0; \quad M_{20b} + M_{2a} = 0, \quad \Psi = 1;$$

$$M_{20b} = M_{2a} = 0, \quad \Psi = 0; \quad M_{3b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{5a} = 0;$$

$$M_{4b} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_3 \cdot M_{5b} = 0; \quad M_{5c} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5c})} + i_4 \cdot M_{6a} = 0;$$

$$M_{6b} + M_{8a} = 0, \quad Y = 1; \quad M_{7b} = M_{8b} = 0, \quad Y = 1;$$

$$M_{5d} \cdot \eta_5^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5d})} + i_5 \cdot M_{7a} = 0;$$

$$M_{7b} + M_{8b} = 0, \quad Y = 0; \quad M_{6b} = M_{8a} = 0, \quad Y = 0; \quad (5)$$

$$M_{8c} \cdot \eta_6^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{8c})} + i_6 \cdot M_{9a} = 0; \quad M_{8d} \cdot \eta_6^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{8d})} + i_6 \cdot M_{10a} = 0;$$

$$M_{9b} = M_{9c} = M_{V1}; \quad M_{10b} = M_{10c} = M_{V2}; \quad M_{0a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{1b} = 0;$$

$$M_{2a} + M_{2b} = 0; \quad M_{20a} + M_{20b} = 0; \quad M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0;$$

$$M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} + M_{5d} = 0; \quad M_{6a} + M_{6b} = 0; \quad M_{7a} + M_{7b} = 0;$$

$$M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} + M_{8d} = 0; \quad M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} + M_{9d} \cdot \Omega = 0;$$

$$M_{10a} + M_{10b} + M_{10c} + M_{10d} \cdot \Omega = 0;$$

5) кінематичні параметри ГОМТ:

$$\dot{\omega}_0 \cdot i_1 - \dot{\omega}_1 = 0; \quad \dot{\omega}_{20} - k \cdot \dot{\omega}_4 + (k-1) \cdot \dot{\omega}_1 = 0; \quad \dot{\omega}_{20} - \dot{\omega}_2 = 0, \quad \Psi = 1;$$

$$\dot{\omega}_3 \cdot i_2 - \dot{\omega}_5 = 0; \quad \dot{\omega}_4 \cdot i_3 - \dot{\omega}_5 = 0; \quad \dot{\omega}_5 \cdot i_4 - \dot{\omega}_6 = 0; \quad \dot{\omega}_5 \cdot i_5 - \dot{\omega}_7 = 0;$$

$$\dot{\omega}_6 - \dot{\omega}_8 = 0, \quad Y = 1; \quad \dot{\omega}_7 - \dot{\omega}_8 = 0, \quad Y = 0;$$

$$\dot{\omega}_8 \cdot i_6 - \dot{\omega}_9 = 0; \quad \dot{\omega}_8 \cdot i_6 - \omega_{10} = 0;$$

де  $\omega_d$  – кутова швидкість колінчастого валу двигуна;  $\dot{\omega}_i$  – кутове уповільнення ланки трансмісії;  $\gamma$  – коефіцієнт, що характеризує напрямок потоку потужності ( $\gamma=1$  – прямий потік потужності;  $\gamma=-1$  – зворотний потік потужності);  $\Delta P$  – перепад робочого тиску в ГОП;  $V_{0*}$  – об'єм рідини, що стискається;  $E(g^*)$  – модуль пружності робочої рідини, що залежить від відсотка  $g^*$  газомісту;  $\omega_{02}$  – кутова швидкість валу гідронасоса, обчислена при ітераційному вирішенні

нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0;  $\omega_{03}$  – кутова швидкість валу гідромотора, 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 ( $i=2$ );  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості;  $Y$  – коефіцієнт, що характеризує діапазон руху ( $Y=1$  – тяговий,  $Y=0$  – транспортний);  $\eta_j$  – ККД редуктора;  $\eta_{13}, \eta_{23}$  – ККД у зубчастих зачепленнях сонцесателіт 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;  $\Delta P_0$  – перепад робочого тиску в ГОП, обчислений при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0;  $\Psi$  – коефіцієнт, що характеризує вид зв'язку двигуна та коліс при гальмуванні шахтного дизелевоза ( $\Psi=1$  – без кінематичного від'єднання;  $\Psi=0$  – з кінематичним від'єднанням);  $e_1(t), e_2(t)$  – закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП;  $M_{Vaxis}$  – моменти на колесах осі, складовою яких є гальмівні моменти;  $axis$  – індекс, що характеризує номер осі ( $axis=1$  – передня вісь,  $axis=2$  – задня вісь);  $\Omega$  – коефіцієнт, що характеризує стан гальмівних механізмів ( $\Omega=1$  – гальмівні механізми ввімкнені;  $\Omega=0$  – гальмівні механізми вимкнені).

У процесі гальмування кутова швидкість коліс визначається з таких виразів:

$$\begin{aligned} J_1 \cdot \dot{\omega}_9 &= M_{x1} - M_{f1} - (M_{9b} + M_{9c}) = M_{x1} - M_{f1} - 2 \cdot M_{V1}; \\ J_2 \cdot \dot{\omega}_{10} &= M_{x2} - M_{f2} - (M_{10b} + M_{10c}) = M_{x2} - M_{f2} - 2 \cdot M_{V2}; \end{aligned} \quad (7)$$

де  $J_{axis}$  – моменти інерції мас, пов'язаних з осями, що обертаються;  $\omega_{axis^*}$  – кутова швидкість коліс осі ( $\omega_{1^*} = \omega_9$ ,  $\omega_{2^*} = \omega_{10}$ );  $M_{xaxis}$  – момент, що створюється реакцією в подовжній площині коліс осі;  $M_{faxis}$  – момент опору коченню коліс осі.

Момент, що створюється реакцією в подовжній площині коліс осі:

$$M_{xaxis} = R_{zaxis} \cdot \varphi_{axis} \cdot r, \quad (8)$$

де  $R_{zaxis}$  – сумарна нормальна реакція в контактні коліс осі шахтного дизелевоза з рейкою;  $\varphi_{axis}$  – коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою.

Зчіпні властивості колеса в подовжньому напрямку оцінюються за допомогою коефіцієнта зчеплення:

$$\varphi_{axis} = f(S_{axis}), \quad (9)$$

де  $S_{axis}$  – відносне ковзання коліс осі.

У зв'язку з тим, що в роботі розглядається плоска модель, вводимо припущення, що коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою правого борту шахтного дизелевоза дорівнює протягом всього процесу гальмування коефіцієнту зчеплення коліс з рейкою лівого борту.

Відносне ковзання коліс осі визначається з виразу:

$$S_{axis} = \frac{V - \omega_{axis*} \cdot r}{V}, \quad (10)$$

де  $V$  – швидкість руху дизелевоза;  $r$  – радіус коліс.

Кутова швидкість колеса в процесі гальмування змінюється та визначається з такого виразу:

$$\omega_{axis*} = \omega_{axis*0} - \omega_{axis*} \cdot \int_0^t \dot{\omega}_{axis*} dt, \quad (11)$$

де  $\omega_{axis*0}$  – початкове значення кутової швидкості колеса;  $t$  – час гальмування.

Сумарна нормальна реакція  $R_{zaxis}$  з урахуванням перерозподілу мас при гальмуванні шахтного дизелевоза визначається з виразів:

- на передню вісь:

$$R_{z1} = \frac{G \cdot b \cdot \cos \alpha - F_b \cdot h_b + F_j \cdot h + G \cdot h \cdot \sin \alpha - F_{sts} \cdot h_{sts} - G \cdot f \cdot r \cdot \cos \alpha}{a + b}; \quad (12)$$

- на задню вісь:

$$R_{z2} = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha + F_b \cdot h_b - F_j \cdot h - G \cdot h \cdot \sin \alpha + F_{sts} \cdot h_{sts} + G \cdot f \cdot r \cdot \cos \alpha}{a + b}, \quad (13)$$

де  $a, b, h$  – координати центру мас шахтного дизелевоза;  $\alpha$  – кут підйому або спуску («+» – для спуску, «-» – для підйому);  $F_b$  – сила опору повітря;  $h_b$  – відстань від опорної поверхні до сили опору повітря;  $F_j$  – сила інерції;  $F_{sts}$  – сила тяги на гаку;  $h_{sts}$  – відстань від рейки до сили тяги на гаку;  $G$  – вага шахтного дизелевоза;  $f$  – коефіцієнт опору руху.

Сила інерції шахтного дизелевоза при гальмуванні визначається з виразу:

$$F_j = -\frac{G \cdot \ddot{X}}{g}, \quad (14)$$

де  $\ddot{X}$  – прискорення шахтного дизелевоза відносно координатної осі  $X$ ;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Прискорення дизелевоза:

$$\ddot{X} = f(F_\tau), \quad (15)$$

де  $F_\tau$  – сили, що діють на дизелевоз у процесі гальмування.

Швидкість руху шахтного дизелевоза:

$$V = V_o - \int_0^t \ddot{X} dt, \quad (16)$$

де  $V_o$  – початкова швидкість руху шахтного дизелевоза.

Штовхальна сила з боку вагонеток на дизелевоз визначається з виразу:

$$F_{sts}^* = F_{sts} = -\left(F_{jvag} + G_{vag} \cdot \sin \alpha - G_{vag} \cdot f \cdot \cos \alpha\right) \cdot n, \quad (17)$$

де  $F_{jvag}$  – сила інерції вагонетки;  $G_{vag}$  – вага вагонетки;  $n$  – кількість вагонеток.

Сила інерції вагонетки шахтного дизелевоза при гальмуванні визначається з виразу:

$$F_{jvag} = -\frac{G_{vag} \cdot \ddot{X}}{g}. \quad (18)$$

Аналогічно побудовано модель процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ № 2.

Базуючись на дослідженні відомих публікацій, що присвячені експериментальному дослідженню процесів в ГОМТ, а також роботі самохідних машин, складовою яких є ГОМТ, можна з впевненістю говорити про адекватність складених математичних моделей процесу гальмування шахтних дизелевозів, оскільки достовірність усіх її складових неодноразово доведена.

У **третьому розділі** визначено основні закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічних трансмісій шахтних дизелевозів у процесі гальмування та обґрунтовано раціональні способи реалізації процесу гальмування.

Розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ у процесі гальмування суттєво залежить від:

- типу трансмісії (розглядається схема ГОМТ з диференціалом на вході – ГОМТ № 1 та схема ГОМТ з диференціалом на виході – ГОМТ № 2);
- 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, на тяговому – 10,02 км/год; для ГОМТ № 2  $V_{max}$  на транспортному діапазоні – 17,96 км/год, на тяговому – 10,55 км/год);
- сили тяги на гаку (при русі на транспортному діапазоні вагонетки, як правило, порожні, максимальна їх кількість для обраних умов експлуатації – 8, що еквівалентно 2-м завантаженим вагонеткам; на тяговому діапазоні розглянемо два варіанти навантаження вагонеток: 8 та 2);
- кута підйому та спуску (еквівалентні 50 %о);
- способу реалізації процесу гальмування.

Моделювання процесу гальмування буде виконано з використанням таких способів реалізації:

1. При кінематичному від'єднанні двигуна від коліс (у подальшому даний спосіб реалізації будемо позначати № 1).
2. 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);
  - зниження швидкості за рахунок гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (спосіб реалізації № 4).

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 у

процесі гальмування шахтного дизелевоза, визначення та теоретичне обґрунтування, з точки зору динаміки процесу гальмування, перспективної ГОМТ відбувається за рахунок використання розробленої в MatLab/Simulink програмної реалізації.

У процесі моделювання гальмування всіма чотирма способами реалізації досліджуються такі параметри:

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

– максимальне значення кутової швидкості валу гідронасоса ( $|w_2|_{max}$  – ГОМТ № 1,  $|w_0|_{max}$  – ГОМТ № 2) – не повинно перевищувати  $460,0 \text{ рад/с}$ ;

– максимальне значення кутової швидкості валу гідромотора ( $|w_3|_{max}$  – ГОМТ № 1,  $|w_1|_{max}$  – ГОМТ № 2) – не повинно перевищувати  $460,0 \text{ рад/с}$ ;

– максимальне значення кутової швидкості ведучого валу зчеплення ГОМТ № 1 –  $|w_{20}|_{max}$ ;

– максимальне значення кутової швидкості веденого валу зчеплення ГОМТ № 2 –  $|w_2|_{max}$ ;

– 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 –  $t$ .

Результати комплексного дослідження процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ № 1 за рахунок ГОП та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами наведені в таблиці.

Таблиця – Спосіб реалізації процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ № 1 за рахунок ГОП та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами

$V_{max}$ , км/год	$n$	Спуск, +50 % ( $\alpha=2,862$ )/ підйом, -50 % ( $\alpha=-2,862$ )	$ dP _{max}$ , МПа	$ w_2 _{max}$ , рад/с	$ w_3 _{max}$ , рад/с	$ N_{gk} _{max}$ , кВт	$ N_{mk} _{max}$ , кВт	Гальмівний шлях $S$ , м	Час гальмування, $t$ , с	Примітка
Транспортний діапазон										
20,24	2	50 %	41,8	63,3	102,9	17,5	80,4	62,22	16,16	*
20,24	2	-50 %	41,8	62,5	102,9	17,2	81,0	57,57	15,34	*
10,12	2	50 %	110,4	200,9	51,36	32,8	33,5	29,75	15,51	*
10,12	2	-50 %	110,9	200,6	51,5	33,1	34,3	26,89	14,7	*
Тяговий діапазон										
10,02	2	50 %	36,5	57	105,8	13,2	70,2	33,49	17,59	
10,02	2	-50 %	36,2	56,2	105,8	13,2	72,9	29,87	16,75	
10,02	8	50 %	85,8	224,1	250,8	29,6	80,0	59,96	35,81	*
10,02	8	-50 %	16,1	56,2	105,8	10,36	64,8	9,84	7,04	
5,01	2	50 %	81,7	196,3	53,1	24,6	26,5	18,18	19,15	*
5,01	2	-50 %	64,9	196,1	53,1	25,0	27,0	9,44	13,46	*
5,01	8	50 %	103,0	202,6	53,7	25,0	26,5	24,76	25,35	*
5,01	8	-50 %	16,1	196,1	53,1	10,8	13,4	2,46	3,51	

\* – варіант не працює.

Результати моделювання гальмування дизелевоза з ГОМТ № 1 при русі на транспортному діапазоні на спуску при початковій швидкості гальмування 20,24 км/год всіма способами реалізації процесу гальмування у вигляді графічних залежностей наведені на рисунку 3.

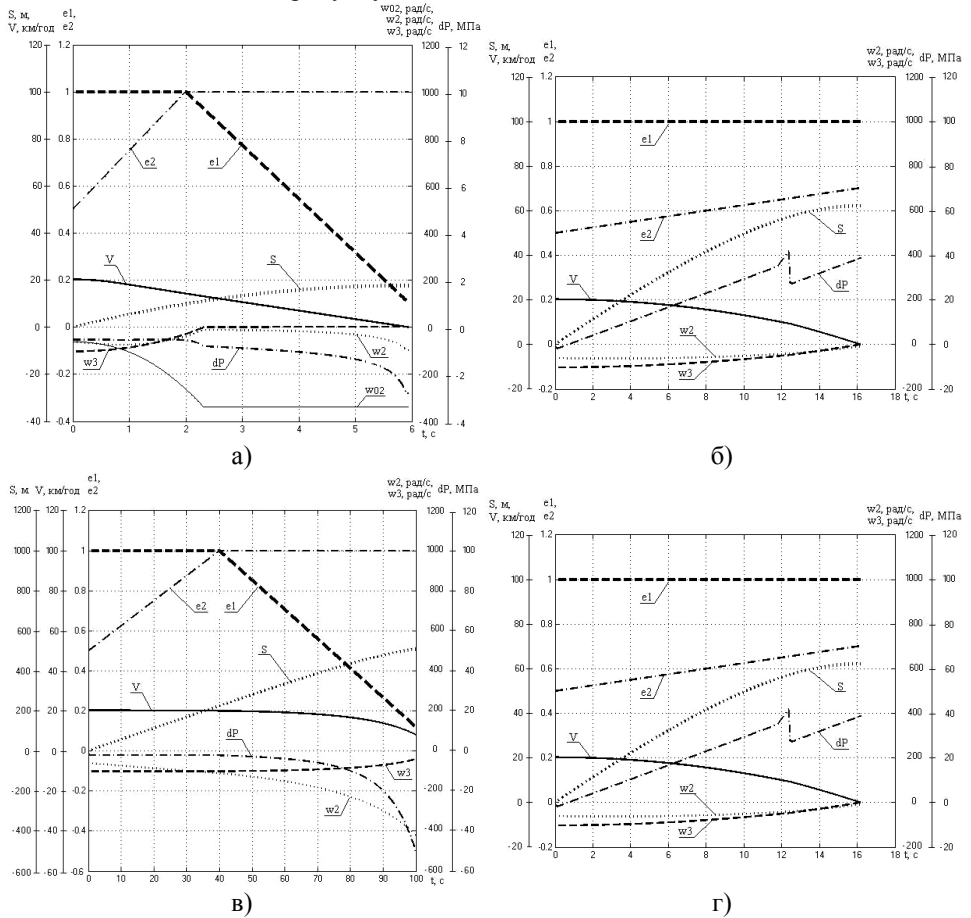


Рисунок 3 – Результати моделювання гальмування дизелевоза з ГОМТ № 1: а) – при кінематичному від’єднанні двигуна від коліс; б) – за рахунок ГОП та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв’язку двигуна з колесами; в) – за рахунок ГОП при збереженні кінематичного зв’язку двигуна з колесами; г) – за рахунок гальмівної системи при збереженні кінематичного зв’язку двигуна з колесами

Моделювання процесу гальмування шахтного дизелевоза було здійснено для ГОМТ № 1 та ГОМТ № 2 при русі на тяговому та транспортному діапазонах на спуску та підйомі при різній початковій швидкості гальмування чотирма способами реалізації процесу гальмування.

Результати моделювання процесу гальмування шахтного дизелевоза дозволили встановити, що досягти уповільнення дизелевоза з ГОМТ № 1 без повної зупинки при збереженні працездатності трансмісії не можливо; використання ГОМТ № 2 на дизелевозах допускається для екстреного гальмування з повною зупинкою дизелевоза за рахунок гальмівної системи при кінематичному від'єднанні двигуна від ведучих коліс, а для зниження швидкості руху – за рахунок ГОП при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами.

Для підтвердження адекватності отриманих результатів було змодельовано із застосуванням розробленої математичної моделі роботу трансмісії в складі мотовоза МТ-1 і порівняно з результатами проведених ходових випробувань. Прийнятна збіжність результатів, отриманих при проведенні розрахунково-теоретичного моделювання і ходових випробувань мотовоза МТ-1, свідчить про коректність розробленої математичної моделі й про достовірність результатів, одержаних із застосуванням розробленої математичної моделі.

У **четвертому розділі** вирішено задачу пошуку раціональних параметрів трансмісії шахтних дизелевозів методами прямої оптимізації, а саме – параметрів одновісних планетарних редукторів, що безпосередньо впливає на ефективність роботи рейкового транспорту шахт шляхом технічного вдосконалення засобів тяги – дизелевозів.

Завдання проектування і розрахунку ГОМТ є актуальним, по-перше, через велику кількість досліджуваних і взаємопов'язаних параметрів окремих вузлів трансмісій, по-друге, через цілочисельність таких параметрів, як кількість зубців шестерень планетарних редукторів (ПР), і, по-третє, через складність накладених обмежень і можливу багатомодальність цільової функції. Таким чином, розглянута задача при однакових умовах параметрів оптимізації вузлів може мати ступінчасту або навіть перервну сумарну цільову функцію, екстремуми якої доцільно знаходити чисельними (прямими, які не вимагають знаходження похідних) методами, наприклад модифікованим симплексним методом Нелдера – Міда. Традиційно подібні завдання розбиваються на декілька завдань оптимізації, за кількістю виділених вузлів-підсистем. Загальна система ГОМТ матиме оптимальні параметри, які відповідають вже знайденим екстремумам (оптимумам) параметрів окремих вузлів. При цьому взаємозв'язок і вплив один на одного досліджуваних параметрів враховується за допомогою введення вагових пріоритетів критеріїв.

Розрахунок ПР як складової частини ГОМТ здійснюватиметься шляхом побудови алгоритму визначення набору оптимальних, цілочисельних рішень (кількості зубів  $z_1, z_2, z_3, z_4$  всіх шестерень ПР) за можливими критеріями оптимізації. Суть даного розрахунку полягає в прямому переборі всіх можливих рішень на основі виконання заданих логічних умов, що відповідає запропонованим методам прямої оптимізації. Це дозволяє відмовитися від громіздких традиційних методів підбору зубів за заданим передавальним відношенням  $u_{1H}$  і довірити всі рутинні рекурентні арифметичні дії комп'ютеру.

Розроблена методика проектування ПР дозволила визначити оптимальну кількість зубів шестерень методом прямого перебору всіх можливих рішень. Для отриманого варіанта компоновки планетарного редуктора визначено основні геометричні параметри, здійснено перевірку передачі на міцність та якості зачеплення за геометричними показниками.



## ВИСНОВКИ

Дисертація є завершеною науковою роботою. За результатами дисертаційного дослідження здійснено теоретичне узагальнення та вирішення науково-практичної задачі – забезпечення гальмівної ефективності шахтних дизелевозів з ГОМТ та визначення раціональних способів процесу гальмування.

Основні результати досліджень дозволили зробити такі висновки:

1. Перспективним напрямом удосконалення локомотивного транспорту шахт України, нерозривно пов'язаним з підвищенням потужності тягових одиниць і збільшенням швидкості руху поїздів, є використання дизелевозів. Аналіз тенденцій застосування безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій на рейковому транспорті, переваг і недоліків таких трансмісій свідчить про доцільність та ефективність використання їх у шахтних дизелевозах. У зв'язку з тим, що в шахтних поїздах гальмовими засобами обладнані лише локомотиви, граничні гальмові можливості дизелевоза – досить важливий його параметр, що часто визначає та обмежує діапазон застосування шахтного локомотивного транспорту.

2. Початковими значеннями кутових швидкостей ланок елементів трансмісії та перепаду робочого тиску в ГОП, необхідними для моделювання процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ, є ті значення, які мають елементи ГОМТ у момент переходу шахтних дизелевозів з режиму розгону або рівномірного руху в режим гальмування. В процесі аналізу отриманих значень кінематичних та силових параметрів ГОМТ № 1 та ГОМТ № 2 встановлено, що кожна трансмісія має свої переваги та недоліки. Саме тому при дослідженні процесу гальмування шахтних дизелевозів використовувалися обидві ГОМТ.

3. Моделювання процесу гальмування шахтного дизелевоза проведено для дизелевоза з ГОМТ № 1 та ГОМТ № 2 при русі на тяговому та транспортному діапазонах на спуску та підйомі при різній початковій швидкості гальмування для наступних способів реалізації процесу гальмування: при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс; за рахунок ГОП та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами; за рахунок ГОП при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами; за рахунок гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами.

Розроблена узагальнена математична модель процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ дозволила дослідити зміну кінематичних та силових параметрів ГОМТ у різних умовах експлуатації дизелевозів і обґрунтувати раціональні способи реалізації процесу гальмування. Отримані в процесі моделювання робочі параметри ГОМТ повинні не перевищувати критичні значення: максимальне значення перепаду робочого тиску в ГОП не повинно перевищувати для заданих гідромашин 40,0 МПа; максимальні значення кутових швидкостей валів гідронасоса та гідромотора – 460,0 рад/с.

4. У результаті комплексного дослідження процесу гальмування шахтного дизелевоза встановлено, що використання ГОМТ № 1 на дизелевозах з точки зору гальмування при 8-ми завантажених вагонетках та на спуску в 50% не рекомендується, оскільки досягти уповільнення дизелевоза без повної зупинки при збереженні працездатності трансмісії не можливо; використання ГОМТ №2 на дизелевозах допускається за умов застосування гальмування за рахунок гальмівної

системи при кінематичному від'єднанні двигуна від ведучих коліс (для екстреного гальмування з повною зупинкою дизелевоза) або за рахунок ГОП при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (для зниження швидкості руху).

5. Запропонований алгоритм пошуку можливих рішень оптимізаційних задач поєднує методи прямої оптимізації (Нелдера – Міда) з варіантами попереднього зондування простору; рівномірного перебору початкових симплексів (за допомогою ЛП-т сіток) і локалізації знайдених екстремумів з введенням додаткових обмежень на  $N$ -вимірну область визначення довільної цільової функції. Розроблено методику проектування ПР, яка дозволила визначити оптимальну кількість зубів шестерень методом прямого перебору всіх можливих рішень. Для отриманого в процесі оптимізації варіанта компоновання планетарного редуктора визначені основні геометричні параметри, виконано розрахунок розмірів для контролю, здійснена перевірка передачі на міцність та якість зачеплення за геометричними показниками.

6. Основні наукові результати, які отримано в дисертаційному дослідженні, знайшли застосування на ТОВ «Інжинірингова компанія «Дніпрокрансервіс» та ТОВ «СРД» (м. Дніпро), а також використовуються в науково-дослідній та освітній діяльності НТУ «Дніпровська політехніка» при підготовці студентів спеціальностей 275 Транспортні технології, 274 Автомобільний транспорт, 133 Галузеве машинобудування, що підтверджується актами про впровадження результатів дисертації.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

*Наукові праці у виданнях, що індексовані у міжнародних наукометричних базах Scopus та Web of Science (WoS):*

1. Taran I.O. Transfer ratio of double-split transmissions in case of planetary gear input / [Taran I.O., Klymenko I.Yu.] // Науковий вісник НГУ. – 2013. – №6. – Р. 60-66.

2. Taran I.O. Innovative mathematical tools for benchmarking transmissions of transport vehicles / [Taran I.O., Klymenko I.Yu.] // Науковий вісник НГУ. – 2014. – №3. – Р. 74-82.

3. Taran I.O. Analysis of hydrostatic mechanical transmission efficiency in the process of wheeled vehicle braking / [Taran I.O., Klymenko I.Yu.] // Transport Problems. – 2017. – №12 Special Edition. – Р. 45-56.

4. Samorodov V.B. Comparative analysis of transmissions of mine diesel locomotives with different component schemes / [Samorodov V.B., Taran I.O., Bondarenko A.I., Klymenko I.Yu.] // Науковий вісник НГУ. – 2019. – №5. – Р. 87-92.

5. Samorodov V.B. Power flows in a hydrostatic-mechanical transmission of a mining locomotive during the braking process / [Samorodov V.B., Bondarenko A.I., Taran I.O., Klymenko I.Yu.] // Transport Problems. – 2020. – №15 Issue 3. – Р. 17-28.

6. Taran I.O. Modeling of a braking process of a mine diesel locomotive in terms of different rail track conditions / [Taran I., Bondarenko A., Novytskyi O., Zhanbirov Z., Klymenko I.] // E3S Web of Conferences. – 2020. 201/01018.

*Наукові праці у фахових виданнях, затверджених МОН України:*

7. Таран І.О. Рішення задач пошуку раціональних параметрів трансмісії шахтних дизелевозів методами прямої оптимізації / Таран І.О., Трубіцин М.М., Клименко І.Ю. // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – 2015. – №34 (1143). – С. 49-58.

8. Таран І.О. Оптимізація параметрів одновісних планетарних редукторів методами цілочисельного програмування / Таран І.О., Трубіцин М.М., Клименко І.Ю. // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – 2015. – №2. – С. 151-160.

9. Таран І.О. Комплексне дослідження зміни кінематичних та силових параметрів трансмісії шахтного дизелевоза / Таран І.О., Клименко І.Ю. // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – 2016. – №3 (7). – С. 136-142.

10. Клименко І.Ю. Дослідження параметрів гідрооб'ємно-механічної трансмісії у випадку диференціала на виході при гальмуванні шахтного дизелевоза / Клименко І.Ю. // Науково-технічний збірник «Гірничя електромеханіка та автоматика». – 2016. – №97. – С. 94-99.

11. Таран І.О. Результати дослідження кінематичних та силових параметрів трансмісії шахтного дизелевоза у випадку диференціала на виході / Таран І.О., Клименко І.Ю. // Технічна механіка. – 2017. – №1. – С. 83-90.

12. Таран І.О. Математична модель процесу гальмування шахтного дизелевоза з гідрооб'ємно-механічною трансмісією що працює за схемою «диференціал на вході» / Таран І.О., Клименко І.Ю. // Науково-технічний збірник «Збагачення корисних копалин». – 2017. – №65 (106). – С. 111-119.

13. Таран І.О. Моделювання процесу гальмування шахтного дизелевоза з гідрооб'ємно-механічною трансмісією / Таран І.О., Клименко І.Ю. // Збірник наукових праць НГУ. – 2017. – №50. – С. 225-232.

*Праці апробаційного характеру:*

14. Таран І.О. Распределение потоков мощности в двухпоточных трансмиссиях тягово-транспортных средств / Таран І.О., Клименко І.Ю. // Матеріали II Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених та студентів «Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі», 18-19 вересня 2013. – Донецьк. – 2013. – С. 43-46.

15. Таран І.О. Тенденції та перспективи застосування безступінчатих гідрооб'ємно-механічних трансмісій в шахтних дизелевозах / Таран І.О., Клименко І.Ю. // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Форум гірників», 2-5 жовтня 2013. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2013. – С. 206-214.

16. Таран І.О. Особливості застосування безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) / Таран І.О., Клименко І.Ю. // Міжнародна конференція «Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості і транспорту 2014» (електронний збірник), 27-28 березня 2014 р. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2014. – С. 211-216.

17. Таран І.О. Алгоритм сравнительного анализа трансмиссий транспортных средств / Таран І.О., Клименко І.Ю. // Міжнародна конференція «Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості і транспорту

- 2014» (електронний збірник), 27-28 березня 2014 р. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2014. – С. 217-223.
18. Клименко І.Ю. Автоматизированный тестовый анализ основных режимов работы бесступенчатых трансмиссий / Клименко І.Ю. // Міжнародна конференція «Розвиток інформаційно-ресурсного забезпечення освіти і науки в гірничо-металургійній галузі і транспорті 2014» (електронний збірник), 27-28 вересня 2014 р. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2014. – С. 118-121.
19. Таран І.О. Решение задач поиска рациональных параметров трансмиссий шахтных дизелевозов методами прямой оптимизации / Таран І.О., Трубіцин М.М., Клименко І.Ю. // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції ЗП-2015 «Проблеми якості та довговічності зубчастих передач і механічного приводу», 25-30 серпня 2015 р. – Одеса – Кароліно-Бугаз. – 2015.
20. Таран І.О. Целочисленная оптимизация параметров одноосных планетарных редукторов / Таран І.О., Трубіцин М.М., Клименко І.Ю. // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Форум гірників», 30 вересня-3 жовтня 2015. – м. Дніпропетровськ. – 2015. – Том 3. С. 130-140.
21. Таран І.О. Загальний підхід до моделювання гальмування шахтного дизелевоза з гідрооб'ємно-механічною трансмісією / Таран І.О., Клименко І.Ю. // X Міжнародної науково-технічної конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні» (ІТММ - 2017), 28 – 30 березня 2017 року. – Дніпро: НМетАУ. – 2017. – С. 81.
22. Клименко І.Ю. Дослідження процесу гальмування шахтного дизелевоза з гідрооб'ємно-механічною трансмісією при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс / Клименко І.Ю. // Збірник наукових трудів конференції: «Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості і транспорту 2017», 13-14 квітня 2017 р. – Дніпро: НГУ. – 2017. – С. 112-122.
23. Таран І.О. Визначення параметрів гідрооб'ємно-механічної трансмісії в процесі математичного моделювання гальмування шахтного дизелевоза / Таран І.О., Клименко І.Ю. // Дев'ята Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті MINTT-2017», 23–25 травня 2017 року.– Херсон: Херсонська державна морська академія. – 2017. – С. 269-272.
24. Таран І.О. Розвиток комплексу математичних моделей та методик моделювання гідрооб'ємно-механічних трансмісій / Таран І.О., Клименко І.Ю. // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Форум гірників», 4-7 жовтня 2017 р. – Дніпро: НГУ. – 2017. – С. 343-351.
25. Taran I.O. Analysis of hydrostatic mechanical transmission efficiency in the process of wheeled vehicle braking / Taran I.O., Klymenko I.Yu. // IX International Scientific Conference «Transport Problems 2017», 24-29 June 2017. – Katowice. – 2017. – P. 589-599.
26. Петльований М.В. Рациональное природокористування при видобутку вугілля з малопотужних вугільних пластів / Петльований М.В., Малашкевич Д.С., Клименко І.Ю. // Тези VII Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Перспективи розвитку гірничої справи та рационального використання природних ресурсів» 29 жовтня 2020 року. – Житомир: Житомирська політехніка. – 2020. – С. 54-57.

## АНОТАЦІЯ

**Клименко І.Ю. Обґрунтування раціональних способів гальмування шахтного дизелевоза з гідрооб'ємно-механічною трансмісією. – Рукопис.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.12 – промисловий транспорт. – Дніпровський національний університет залізничного транспорту ім. В. Лазаряна, Дніпро, 2021.

Дисертація присвячена вирішенню науково-практичної задачі щодо забезпечення гальмівної ефективності дизелевозів з ГОМТ та обґрунтування раціональних способів реалізації процесу гальмування.

Обґрунтовано перспективні напрямки вдосконалення локомотивного транспорту шахт України за рахунок застосування безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій на транспортних засобах.

Розроблено математичну модель процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ, що дозволяє дослідити зміну кінематичних та силових параметрів ГОМТ у різних умовах експлуатації дизелевозів. Моделювання процесу гальмування шахтного дизелевоза проведено для дизелевоза з ГОМТ з диференціалом на вході та ГОМТ диференціалом на виході при русі на тяговому та транспортному діапазонах на спуску та підйомі при різній початковій швидкості гальмування для наступних способів реалізації процесу гальмування: при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс; за рахунок ГОП та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами; за рахунок ГОП при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами; за рахунок гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами. Визначені та теоретично обґрунтовані, з точки зору динаміки процесу гальмування, переваги ГОМТ з диференціалом на виході, над схемою з диференціалом на вході. Розроблено рекомендації з вибору способу реалізації процесу гальмування залежно від початкової швидкості та сили тяги шахтного дизелевоза.

Для вирішення задачі пошуку раціональних параметрів трансмісій шахтних дизелевозів розроблено методику проектування ПР, яка дозволила визначити оптимальну кількість зубів шестерень методом прямого перебору всіх можливих рішень. Для отриманого в процесі оптимізації варіанта компоновання планетарного редуктора визначені основні геометричні параметри, виконано розрахунок розмірів для контролю, здійснена перевірка якості зачеплення за геометричними показниками, а також перевірено передачу на міцність.

**Ключові слова:** шахтний дизелевоз, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, гідрооб'ємна передача, процес гальмування, кінематичні та силові параметри, планетарний редуктор.

## SUMMARY

**Klymenko I.Yu. Substantiation of the rational braking methods for a mine diesel locomotive with hydrostatic-mechanical transmission. – Manuscript.**

Dissertation for a Degree of Candidate of Technical Sciences in specialty 05.22.12 – Industrial transport. – V. Lazaryan Dnipro National University of Railway Transport, Dnipro, 2021.

The thesis deals with the solution of a scientific and practical problem of providing the braking efficiency for mine diesel locomotives with hydrostatic-mechanical transmissions (HMT) and with the substantiation of rational methods for the braking process implementation.

Possible ways of the improvements of locomotive transport at Ukrainian mines have been substantiated; the improvements are possible by using stepless hydrostatic-mechanical transmissions on transport means.

To analyze dynamics of the acceleration and deceleration of diesel locomotives with stepless two-flow HMT, complex “plane” mathematical models have been applied as they help reveal quite accurately a physical nature of the processes and identify the HMT influence on the diesel locomotive dynamics in terms of the effect of comparatively minor lateral forces along with the minimal time consumption for the adaptation for specific operating conditions.

A generalized mathematical model of braking process of a mine diesel locomotive with HMT has been developed, making it that possible to analyze certain changes in HMT kinematic and power parameters under different conditions of diesel locomotive operation. Braking process of a mine diesel locomotive has been modeled for a diesel locomotive with HMT with input differential and with HMT with output differential in terms of the motion within both traction and down-grade and up-grade transport range in terms of different initial braking velocity for the following braking methods: if there is the kinematic motor disconnection from wheels; at the expense of HMT and braking system in terms of the preserved kinematic motor connection with wheels; at the expense of HMT in terms of the preserved kinematic motor connection with wheels; and at the expense of a braking system in terms of the preserved kinematic motor connection with wheels. The operating HMT parameters obtained while modeling should not exceed critical values: maximum values of working pressure differences in HMT should not be more than the ones specified for hydraulic machines – 40.0, MPa; maximum values of angular velocities of the hydraulic pump shafts and hydraulic motor – 460.0 rad/s.

The overall study of a braking process of a mine diesel locomotive has resulted in the following: from the viewpoint of braking in terms of 8 loaded cars and 50% descending, use of HMT #1 on diesel locomotives is not recommended as it is impossible to have deceleration for a mine locomotive without complete stop with the preserved transmission operability; use of HMT #2 on diesel locomotives is admissible in terms of the use of braking at the expense of a braking system in the context of kinematic motor disconnection from the driving wheels (for emergency braking with the complete diesel locomotive stop) or at the expense of HMT at the preserved kinematic motor-wheels connection (to reduce the motion speed).

To solve a problem of searching for rational parameters of mine diesel locomotive transmissions, a software design methodology has been developed; the methodology has made it possible to determine the optimal number of gearwheel teeth by direct sorting out of all possible solutions.

**Keywords:** mine diesel locomotive, hydrostatic-mechanical transmissions, hydrostatic transmissions, braking process, kinematic and power parameters, planetary reducer.

**КЛИМЕНКО ІРИНА ЮРІЇВНА**

**ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ СПОСОБІВ ГАЛЬМУВАННЯ  
ШАХТНОГО ДИЗЕЛЕВОЗА З ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЮ  
ТРАНСМІСІЄЮ**

**АВТОРЕФЕРАТ**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Надруковано згідно з оригіналом автора