

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
ДНІПРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМ. АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Клименко Ірина Юріївна

УДК 622.62-043.79:621.83

ДИСЕРТАЦІЯ

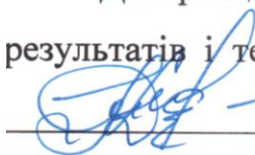
Обґрунтування раціональних способів гальмування шахтного дизелевоза з
гідрооб'ємно-механічною трансмісією

05.22.12 – промисловий транспорт

27 – транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 І.Ю. Клименко

Науковий керівник: Таран Ігор Олександрович, доктор технічних наук,
професор

Дніпро – 2020

АНОТАЦІЯ

Клименко І.Ю. Обґрунтування раціональних способів гальмування шахтного дизелевоза з гідрооб'ємно-механічною трансмісією. – Кваліфікаційна наукова праця на умовах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.12 – промисловий транспорт. – Національний технічний університет «Дніпровська політехніка». Дніпровський національний університет залізничного транспорту ім. В. Лазаряна, Дніпро, 2020.

Дисертація присвячена вирішенню науково-практичної задачі щодо забезпечення гальмівної ефективності дизелевозів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ) та обґрунтування раціональних способів реалізації процесу гальмування.

Обґрунтовано напрямки вдосконалення локомотивного транспорту шахт України за рахунок застосування безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій на транспортних засобах. Перспективним напрямом вдосконалення шахтного транспорту, 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 в 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 і обмежує діапазон застосування шахтного локомотивного транспорту.

Для дослідження динаміки розгону та гальмування дизелевозів з безступінчастими двопотоковими ГОМТ було використано комплексні «плоскі» математичні моделі, оскільки вони дозволяють достатньо точно розкрити фізичну суть процесів і аналізом встановити вплив ГОМТ на динаміку

дизелевоза за умови дії порівняно малих бічних сил при мінімальній витраті часу на адаптацію під конкретні умови експлуатації.

Достовірність розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ різних структур, отриманих в результаті моделювання процесу гальмування, суттєво залежить від обраних початкових даних. Початковими значеннями кутових швидкостей ланок елементів трансмісії та перепаду робочого тиску в гідрооб'ємній передачі (ГОП), необхідними для моделювання процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ, є ті значення, які мають елементи ГОМТ в момент переходу шахтних дизелевозів з режиму розгону або рівномірного руху в режим гальмування. В процесі аналізу отриманих значень кінематичних та силових параметрів ГОМТ №1 (з диференціалом на вході) та ГОМТ №2 (здиференціалом на виході) встановлено, що кожна трансмісія має свої переваги та недоліки. Саме тому при дослідженні процесу гальмування шахтних дизелевозів використовувалися обидві ГОМТ.

Розроблено узагальнену математичну модель процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ, що дозволяє дослідити зміну кінематичних та силових параметрів ГОМТ в 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.

В процесі моделювання гальмування усіма чотирма способами реалізації було визначено наступні параметри: максимальне значення перепаду робочого тиску в ГОП, максимальне значення кутової швидкості валу гідронасоса, максимальне значення кутової швидкості валу гідромотора, максимальне

значення кутової швидкості ведучого валу зчеплення ГОМТ №1, максимальне значення кутової швидкості веденого валу зчеплення ГОМТ №2, максимальне значення потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру ГОМТ, максимальне значення потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру, гальмівний шлях, час 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.

В 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 представляється можливим; використання ГОМТ №2 на дизелевозах допускається за умови використання 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).

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 і про достовірність результатів, одержаних з застосуванням розробленої математичної моделі.

Для вирішення задачі пошуку раціональних параметрів трансмісій шахтних дизелевозів розроблено методику проектування ПР, яка дозволила

визначити оптимальну кількість зубців шестерень методом прямого перебору всіх можливих рішень. 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. 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.

ABSTRACT

Klymenko, I.Yu. Substantiation of the rational braking methods for a mine diesel locomotive with hydrostatic-mechanical transmission. – Qualifying scientific work as a manuscript.

Thesis for a Degree of Candidate of Technical Sciences in specialty 05.22.12 – Industrial Transport. – V. Lazaryan Dnipro National University of Railway Transport, Dnipro, 2020.

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. Use of diesel locomotives is rather

promising in terms of growth in traction unit power and increase in train speed. Analysis of the tendencies in the use of stepless hydrostatic-mechanical transmissions for rail transport along with the advantages and disadvantages of those transmissions shows the expediency and efficiency of their application for mine diesel locomotives. Since only locomotives are equipped with braking means, boundary braking capacity of a diesel locomotive is its essential parameter that determines and limits a range of mine locomotive transport use.

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.

Reliability of the distribution of kinematic, power, and energy HMT parameters of different structures obtained as a result of braking process modeling depends considerably on the selected initial data. The initial data of angular velocities of the parts of transmission components and working pressure differences within the HMT required to model a braking process of a mine diesel locomotive with HMT are the values having the HMT elements at the moment of mine diesel locomotive transition from the acceleration or steady-motion mode into the deceleration mode. While analyzing the obtained values of kinematic and power parameters of HMT #1 (with the input differential) and HMT #2 (with the output differential), it has been identified that each transmission has its own advantages and disadvantages. That is the fact why both HMTs were used during the braking process analysis.

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.

While modeling the four braking types, following parameters have been identified: maximum value of the working pressure differences in HMT; maximum value of the angular velocity of a hydraulic pump shaft; maximum value of the angular velocity of a hydraulic motor shaft; maximum value of the angular velocity of a driving clutch shaft of HMT #1; maximum value of the angular velocity of a driven clutch shaft of HMT #2; maximum value of the power outgoing from a hydraulic branch of a closed HMT circuit; maximum value of the power outgoing from a mechanical branch of a closed circuit; braking path; and braking time.

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 confirm the adequacy of the obtained results, the developed mathematical model has been applied to model operation of the transmission being among the

components of MT-1 motor locomotive; the model has been compared with the results of running tests. The admissible convergence of the results obtained during computational and theoretical modeling and running tests of MT-1 motor locomotive demonstrates the correctness of the developed mathematical model as well as the reliability of the results obtained by using the developed mathematical model.

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. The proposed algorithm of searching for possible solutions for optimization problems combines following methods: a direct optimization method (Nelder-Mead) with the variants of preliminary space sounding; uniform sorting out of the initial simplexes (with the help of LP- τ grids); and localization of the identified extremums with the introduction of the additional restrictions for N-dimensional area of the determination of arbitrary target function. In terms of the planetary reducer version obtained during the optimization, the following has been performed: main geometrical parameters have been identified; dimensions for the control have been calculated; gearing quality in terms of geometrical parameters has been tested; and transmission has been checked for its durability.

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

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

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. – P. 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. – P. 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.] // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. – 2019. – №5. – P. 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. – P. 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 трансмісій 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 «Гірнична 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. Раціональне 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 раціонального використання природних ресурсів» 29 жовтня 2020 року. – Житомир: Житомирська політехніка. – 2020. – С. 54-57.

ЗМІСТ

Вступ.....	15
Розділ 1. Стан питання та вибір напрямку досліджень	21
1.1 Тенденції та перспективи використання шахтних дизелевозів.....	21
1.2 Структурний синтез безступінчастих трансмісій: вирішені і невирішені завдання.....	30
1.3 Особливості процесу гальмування самохідних машин з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями	39
Висновки за розділом.....	45
Розділ 2. Математичний інструмент для дослідження процесу гальмування шахтних дизелевозів.....	47
2.1 Перспективні гідрооб'ємно-механічні трансмісії для сучасних шахтних дизелевозів	47
2.2 Математична модель процесу гальмування шахтних дизелевозів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями.....	65
2.3 Експериментальне обґрунтування доцільності використання розглянутої математичної моделі процесу гальмування	77
Висновки за розділом.....	83
Розділ 3. Основні закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічних трансмісій шахтних дизелевозів в процесі гальмування	85
3.1 Обґрунтування можливих способів реалізації гальмування шахтного дизелевоза з гідрооб'ємно-механічною трансмісією.....	85
3.2 Дослідження процесу гальмування шахтного дизелевозу з перспективною гідрооб'ємно-механічною трансмісією, що працює за схемою з диференціалом на вході.....	90
3.3 Дослідження процесу гальмування шахтного дизелевозу з перспективною гідрооб'ємно-механічною трансмісією, що працює	

за схемою з диференціалом на виході.....	105
3.4 Розрахунки і випробування безступінчастої ГОМТ для мотовоза MT-1.....	119
Висновки за розділом.....	126
Розділ 4. Оптимізація параметрів одновісних планетарних редукторів.....	131
4.1 Рішення задач пошуку раціональних параметрів трансмісій шахтних дизелевозів методами прямої оптимізації.....	131
4.2 Цілочисельна оптимізація параметрів одновісних планетарних редукторів.....	140
4.3 Розрахунок планетарної зубчатої передачі.....	153
Висновки за розділом.....	162
Висновки	163
Список використаних джерел.....	166
Додаток А Акти впровадження результатів дисертаційної роботи.....	188
Додаток Б Звіт про науково-технічну роботу «Приймальні випробування мотовоза технологічного MT-1».....	192

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. 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 визначати 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 трансмісій 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 гідрооб'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.

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.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Тенденції та перспективи використання шахтних дизелевозів

Переміщення гірських порід є одним з основних виробничих процесів гірничого підприємства. Цим пояснюється та виняткова роль, яка належить шахтному транспорту на підприємстві. Надійна, чітка і безперебійна робота транспорту в значній мірі підвищує використання основних механізмів, сприяє зниженню собівартості продукції і є обов'язковою умовою виконання виробничої програми кожного гірничого підприємства.

Системне нехтування питаннями розвитку транспортного комплексу шахт призвело до критичного стану локомотивної відкатки. Це пояснюється, з одного боку, гірничо-геологічними умовами, що погіршуються через поглиблення гірничих робіт, віддалення і розосередження добувних ділянок в межах шахтного поля, а, з іншого, – низьким технічним рівнем транспортного устаткування. Відомі нові розробки механізованих кріплень, скребкових і стрічкових конвеєрів, прохідницьких і очисних комбайнів, пускової та вимірювально-контрольної апаратури, засобів автоматизації. Залишається незмінним тільки шахтний локомотивний транспорт – на підземних магістралях експлуатуються електровози АМ8Д, створені ще на початку 60-х років ХХ століття [159, 161]. Згідно з умовами вибору виду транспорту в магістральних виробітках конвеєрний транспорт доцільно застосовувати при порівняно невеликій протяжності виробіток з великим вантажопотоком, а локомотивний – при значній відстані транспортування [127, 163].

Дослідженням питань динаміки магістрального рухомого складу займалися вчені: Є.П. Блохін, М.Ф. Вериги, І.В. Данович, Л.М. Дегтярьова, В.М. Кашніков, А.Я. Коган, М.Л. Коротенко, С.М. Куценко, В.А. Лазарян, В.Б. Медель, Д.К. Мінов, В.М. Молчанов, Ю.І. Осенін, Н.А. Радченко, Ю.С. Ромен, та інші.

Тягово-динамічні і гальмівні характеристики шахтного і промислового рейкового транспорту досліджували С.Є. Барташевський, О.О. Бейгул, С.Є. 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.А. Салов, В.І. Самуся, А.А. Сердюк, І.О. Сінчук, В.О. Сістук, А.О. Співаковський, Л.А. Франчук, П.С. Шахтар, Л.Н. Ширін, Е.М. Шляхов.

Перспективним напрямом удосконалення локомотивного транспорту шахт України, нерозривно пов'язаним з підвищенням потужності тягових одиниць і збільшенням швидкості руху поїздів, є використання дизелевозів (ДЛ), які отримали найбільше поширення на шахтах західноєвропейських країн – їх питома вага в загальному парку локомотивів склав в Бельгії 82,5%, в Англії 74,6%, у Франції 57,5% [18, 30, 69, 91, 160].

Тенденції використання шахтних дизелевозів в підземних виробітках детально вивчені у роботі І.О. Тарана [138]. При виконанні досліджень дана робота була взята за базову та використано отримані в ній результати.

Створенню ДЛ для вугільної промисловості СРСР передували роботи Дондипровуглемаша [93], ІГД ім. А.А. Скочинського та МакНДІ, присвячені визначенню доцільності створення шахтних локомотивів з дизельним двигуном (ДД). Техніко-економічні розрахунки з визначення вартості відкатки ДЛ, що враховують можливість додаткової подачі повітря в шахту і необхідність збільшення перетину виробіток [73], показали, що капітальні та експлуатаційні витрати при дизельній відкатці в 2-3 рази менше, ніж при акумуляторній. Однак, з розрахунків, проведених для ДЛ Д10 потужністю 48,6 кВт (66 к.с.) [64], видно, що при існуючих нормативах подачі повітря в шахту і вимогах санітарії до рудничної атмосфери, додаткова подача повітря в шахту не потребується, а необхідності в розширенні виробіток при експлуатації ДЛ в шахті за умовами вентиляції не виникає. Промислові випробування дослідного зразка ДЛ зчпною вагою 78,5 кН, проведені трестом «Селідоввугілля» показали, що ДЛ ефективніше акумуляторних електровозів (АЕ), а проведені

МакНДІ заміри повітря виявили, що кількість шкідливих компонентів вихлопних газів дизельного двигуна (ДД) в рудничній атмосфері знаходиться в межах, допустимих «Правилами безпеки»[64, 73].

Пневмоколiсний дизелевоз ТС-1, розроблений УкрНДГiдровугiлля для гiдрошахт [162], призначений для роботи на будь-яких рудниках i вугiльних шахтах, небезпечних через можливість вибуху газу i пилу, був одним з перших ДЛ в СРСР. В якостi двигуна використовувався дизель 9Р4 потужністю 17,7 кВт (24 к.с.), що випускався Ризьким дизелебудiвним заводом (РДЗ). Передача тягового зусилля – гiдростатична, з аксiально-плунжерними гiдромашинами. Очищення i охолодження вихлопних газiв проводилося кондицiонером з поглиначами. Максимальна швидкiсть локомотива 1,94 м/с (7 км/год), вантажопiдйомнiсть 14,7 кН.

За iншими даними [163], перший рудничний вибухобезпечний ДЛ 8ДРВ був розроблений i виготовлений Олександрiвським машзаводом у 1964 році. Результати випробувань, проведених на «Шахтi iм. 40 рокiв Жовтня» комбiнату «Кiзелвугiлля», пiдтвердили його придатнiсть i працездатнiсть. Замiри температур i аналіз вихлопних газiв пiдтвердили можливість застосування ДЛ в шахтах, небезпечних через можливість вибуху газу i пилу.

У зв'язку зi спецiалiзацiєю заводiв вугiльного машинобудування, виробництво вибухобезпечних локомотивiв було доручено Дружкiвському машинобудiвному заводу (ДМЗ). У 1969 р за кресленнями Дондiпровуглемаша завод виготовив дизелевози Д8-600, кiнематична та структурна схеми трансмiсiї якого представленi на рис. 1.1 та 1.2 (базовi елементи трансмiсiї наведено на рис. 1.3) [138], i 2Д8-750 в нормальному рудниковому виконаннi, а в 1974 р ще три дизелевози Д8-900. За розрахунком Дондiпровуглемаша, погодженим з Мiнвуглепромом СРСР, економiчний ефект вiд впровадження одного ДЛ склав бiльше 17 тис.руб. в цiнах 1974р. [156]. На експериментальних i дослiдних зразках ДЛ Д8 встановлений ДД К-964 Токмацького дизелебудiвного заводу потужністю 25,8 кВт (35 к.с.).

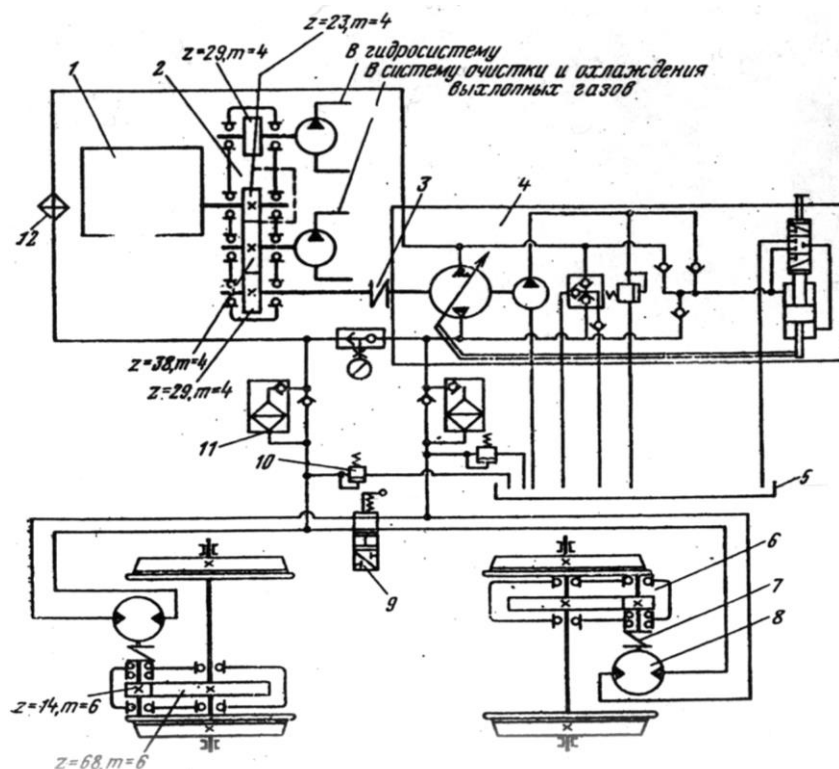


Рисунок 1.1 – Кінематична схема гідрооб'ємно-механічної трансмісії дизельовоза

Д8-600: 1 – дизельний двигун, 2 – зубчастий редуктор, 3 – з'єднувальна еластична муфта, 4 – аксіально-поршневий регульованої продуктивності насос, 5 – масляний бак, 6 – два осьових одноступінчатих редуктори, 7 – дві еластичні муфти, 8 – два гідромотори, 9 – золотник, 10 – два запобіжних клапана, 11 – фільтр, 12 – маслоохолоджувач

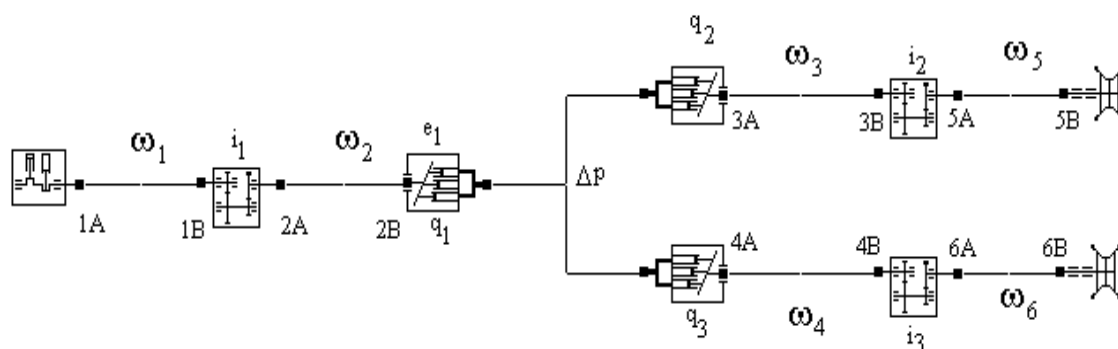


Рисунок 1.2 – Структурна схема гідрооб'ємно-механічної трансмісії дизельовоза

Д8-600

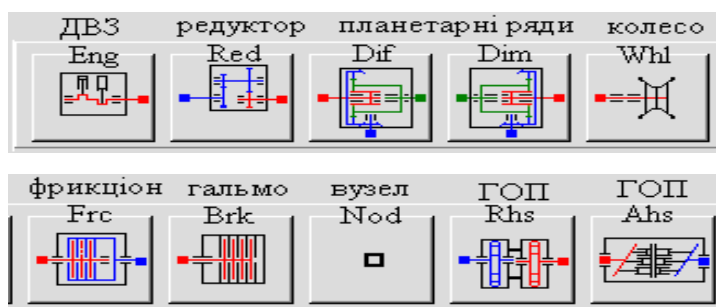


Рисунок 1.3 – Головне меню базових елементів трансмісії

У 1978 р завод виготовив дві модифікації ДЛ, що відрізняються системою передачі потужності від двигуна до коліс: Д8-600 з гідравлічною передачею (гідронасос 1РНАС 125/320, гідромотор МРШ 400/250) і Д8-900 з механічною тришвидкісною коробкою передач [46, 92, 93]. ДЛ оснастили малотоксичними чотиритактними вибухобезпечними дизелями РВ4 потужністю 28 кВт (38 к.с.) виробництва РДЗ, призначеними для використання в якості силової установки на транспортних засобах у вугільних шахтах III категорії, понадкатегорійних і небезпечних за раптовими викидами пилу і газу. Частота обертання, що відповідає повній потужності, дорівнює 1900 хв^{-1} . Повний ресурс дизеля становить 20000 годин, термін служби 10 років. Дослідні зразки пройшли в 1979 р приймальні випробування. Річний економічний ефект [65, 73] від застосування одного дизелевоза становить 17 тис.руб в цінах 1979 року. Виробничим об'єднанням «Дзержинськвугілля» [43] виготовлені два зразки спеціальних ДЛ, створених на базі АЕ АМ8Д і дизель-генераторних агрегатів з потужністю дизеля 40 кВт. Механічна енергія ДД перетворюється генератором в електричну для живлення тягових двигунів, замість раніше застосовуваних акумуляторних батарей, ємність яких до кінця зміни знижувалася до критичної і не забезпечувала працездатність локомотива. Досвід експлуатації ДЛ в умовах поверхневого комплексу свідчить про високу надійність та економічну доцільність використання цих локомотивів.

Таким чином, результати випробувань підтверджують можливість безпечної та економічно доцільної експлуатації шахтних ДЛ в підземних виробітках [31, 62, 64]. У 1988 р заступник міністра вугільної промисловості

СРСР А.П. Фісун затвердив розроблену Краматорським індустріальним інститутом «Методику розрахунку основних технічних характеристик ДЛ з електричною передачею» [69]. А в 1994 р ПО «Луганськтепловоз» на замовлення шахти «Дніпровська» ПО «Павлоградвугілля» на базі електровоза АМ8Д за розробками кафедри прикладної механіки Дніпропетровського гірничого інституту виготовило два ДЛ з механічною передачею для роботи в поверхнево-технологічному комплексі шахти. Один ДЛ експлуатується до теперішнього часу. У 2004 р Дружківський машинобудівний завод представив на Міжнародній спеціалізованій виставці «Вугілля-Майнінг – 2004» створений заводом в партнерстві з чеською фірмою «Ферріт» шахтний ДЛ типу ДГ 10 (рис. 1.4). Це перший шахтний локомотив, створений в Україні, призначений для використання як в гірничих виробітках, так і на поверхні.

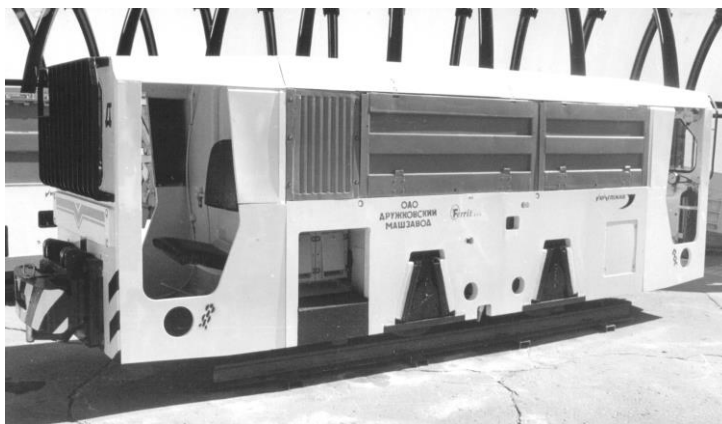
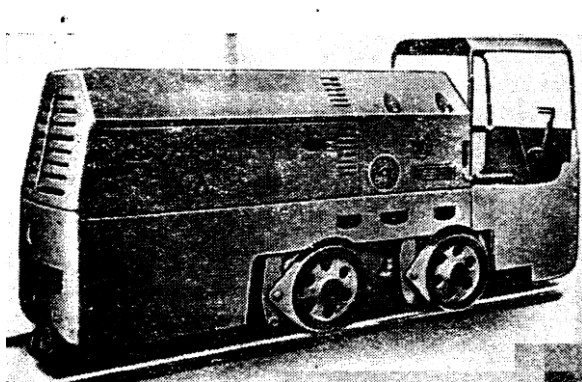


Рисунок 1.4 – Шахтний дизелевоз ДГ 10

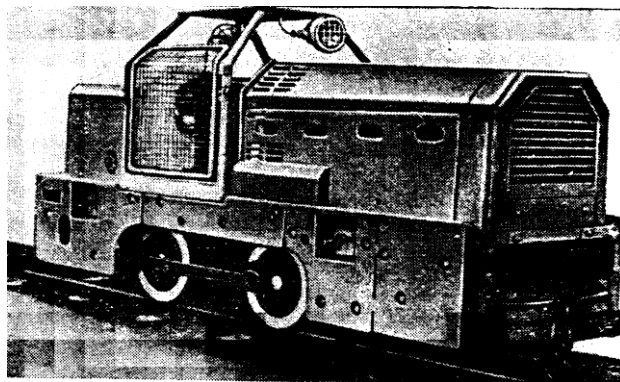
Відомий досвід створення і використання шахтних ДЛ в нашій країні не дозволяє повністю розкрити можливості експлуатації цього виду транспорту. Літературні джерела свідчать, що в даний час ДЛ застосовуються майже у всіх західноєвропейських країнах [18, 91, 160, 164, 168-172, 174, 178], а також в США [30, 71] і Японії [32]. Так, в 1980 р в шахтах світу експлуатувалося 22035 дизельних локомотивів. За конструкцією і технічними параметрами сучасні дизелевози суттєво відрізняються.

Європейські фірми випускають дизелевози зчіпною вагою від 19,6 кН (2т) до 215,8 кН (22т). На шахтах Великобританії, що поєднують проміжний конвеєрний і основний локомотивний транспорт, в 70-ті роки експлуатувалося 819 ДЛ зчіпною вагою від 39,0 до 147,2 кН, потужністю від 45 до 100 к.с., 411 акумуляторних електровозів і тільки 12 контактних [154]. Ходова частина більшості ДЛ з електричним приводом. Фірмою «Gyzo Mining Transport» випущені дизелевози потужністю 160 к.с., а фірмою «Ханслет» налагоджений серійний випуск дизель-гідравлічних локомотивів зчіпною вагою 16т (тривісний, потужність дизеля 100 к.с.) і 3,5 т (потужність дизеля 30 к.с.). Також, компанія випускає дизелевози потужністю 67 кВт (91 к.с.) [172, 182, 184].

Для сучасних французьких шахт [154] найбільш характерна схема транспорту з роздільним виїмковим і відкатувальним горизонтами. Транспорт на проміжних виробітках – локомотивний з переважанням дизелевозів [33, 181]. На початку 70-их років на шахтах Франції було 1572 рудничних локомотиви [154], в тому числі 940 ДЛ, 346 акумуляторних, 237 контактних електровозів і 49 повітревозів. Для маневрово-збірних робіт застосовуються ДЛ фірми «Беррі» (рис. 1.5) зчіпною вагою 2,5 і 6 т, а для транспортування на відкатувальних виробітках – від 8 до 22 т. Передача потужності – тришвидкісна реверсивна механічна коробка передач або триступенева гідромеханічна.



а



б

Рисунок 1.5 – Дизелевози типу 55Т4 зчіпною вагою 8 т фірми «Беррі» (Франція): а – 55Т4 з торцевої кабіною, б – С55Т4 з центральною кабіною

Німецька фірма «Шуттлер» для роботи в підземних умовах виробляє ДЛ «Диема» з клиноремінними передачами. Тільки на землях Північний Рейн-Вестфалія і Саар в експлуатації налічувалося 568 дизелевозів [160].

Фірма «Bedia» [43, 69, 91, 160] випускає шахтні дизельні локомотиви Д105 (діапазон потужності двигунів 44 – 96 кВт (60 – 130 к.с.)). Компанія «Motorenwerke Meinheim AG (MWM)» випускає ДЛ Д916 у вибухобезпечному виконанні, що успішно експлуатуються на підземних підприємствах [164]. Фірма «Рурталер Шварц унд Дюкергхоф КГ» [91] випускає рудничні ДЛ G-160 HDVE, оснащені гідродинамічним приводом.

На ряді великих гірничих підприємств Австрії [183] успішно застосовуються в підземних умовах машини, які приводяться ДД з повітряним охолодженням і двоступінчастими камерами згоряння. Австрійський ДЛ «Єнбах 20» використовується як внутрішньозаводський транспорт і на поверхні шахт.

У США дизелевози допускалися до експлуатації тільки на неугільних шахтах [30, 71]. За даними Американського гірничого конгресу [170], завдяки введенню в експлуатацію на рудниках дизельного обладнання, продуктивність зросла з 12,8 до 48 т на людину-змін. Зазначалося [30], що дизельне обладнання не тільки підвищує безпеку гірничих робіт, а й забезпечує збільшення продуктивності вуглевидобутку приблизно на 20%.

В Японії випускаються ДЛ з електричною передачею [18, 32] зчіпною вагою від 29,43 кН (3т) до 58,86 кН (6т). Потужність двигунів 35,3 кВт (48 к.с.) – 55,2 кВт (75 к.с.). Швидкість локомотивів 1,29 м/с (4,64 км/год) – 5,68 м/с (20,5 км/год). Максимальна сила тяги 15700 Н (1600 кг). ДД обертає генератор змінного струму з двома групами якірних обмоток, які виробляють напругу постійної величини. Структурна схема повнопотокової електричної трансмісії представлена на рис. 1.6 [138].

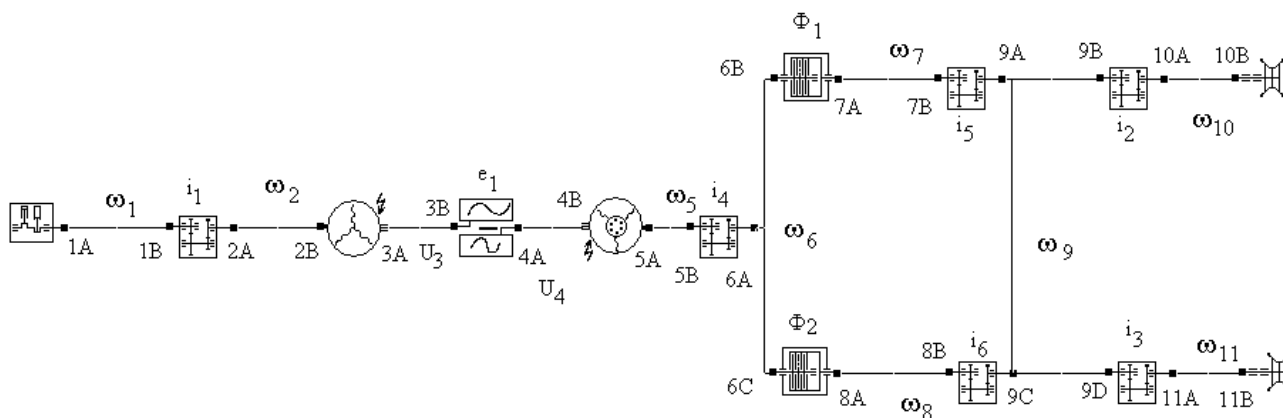


Рисунок 1.6 – Структурна схема повнопотокової електричної трансмісії

Для вугільних шахт, небезпечних можливістю вибуху газу або пилу фірмою «Феррит» (Чехія) створені дизель-гідролічні локомотиви DH 35.DO (P35E), DH 70.D2, DH 100.DO (P100E) (рис. 1.7 та 1.8), що приводяться до руху трициліндровими вибухозахищеними малотоксичними дизельними двигунами потужністю від 20,6 до 73,5 кВт при 1500 хв^{-1} . Швидкість дизелевозів до 5,0 м/с (18 км/год). Силова передача – гідростатична, зчіпна маса – 7 (14), 10, 14,5 тонн. Фірма випускає також підвісний дизель-гідролічний локомотив LSP 70.DO (рис. 1.9), що застосовується в якості тягового пристрою при транспортуванні вантажів і людей на монорейкових підвісних дорогах профілю І 155 в знакозмінних виробітках при максимальному куті нахилу шляху 25° .



Рис. 1.7 – Дизелевоз P35E (DH 35.DO) Рис. 1.8 – Дизелевоз P100E(DH100.DO)



Рис. 1.9 – Підвісний дизель-гідравлічний локомотив LSP 70.DO

У Швеції застосовуються дизель-електричні та дизель-гідравлічні локомотиви, а в ПАР практикується застосування підземних дизельних локомотивів з гідростатичною трансмісією [181-184].

Отже, широке застосування нових технологічних схем видобутку вимагає підвищення ефективності функціонування рейкового транспорту, що можливо за рахунок використання дизелевозів. Як видно з огляду літературних джерел, шахтні дизелевози застосовуються в багатьох вугледобувних країнах світу, виробниками накопичено величезний практичний досвід. Однак, дизельний двигун не достатньо пристосований до вимог тягової служби і для економічного використання його в якості приводу дизелевоза необхідна відповідна силова передача, що пристосовує характеристику дизеля до необхідної тяговій характеристиці локомотива. Тому особливо актуальним є питання вибору трансмісії для шахтних дизелевозів.

1.2 Структурний синтез безступінчастих трансмісій: вирішені і невирішені завдання

Представлені в огляді дизелевози обладнані різними варіаторами, мають різні структурні і компоновальні рішення трансмісій, які є сполучною ланкою між ходовою частиною і двигуном, і впливають на основні техніко-економічні показники локомотива: розміри і вагу, тягові та експлуатаційні характеристики, ступінь використання потужності дизеля.

У кожному транспортному засобі, незалежно від масово-габаритних характеристик, типу використовуваного двигуна, функціонального призначення, для трансформації крутного моменту і кутової швидкості двигуна застосовуються трансмісії. Залежно від способу зміни передавального відношення трансмісії можуть бути розділені на два класи: ступінчасті механічні та безступінчасті (повно- і двопотокові) [1, 83, 130, 134]. Плавне регулювання передавального відношення трансмісії забезпечується наявністю в складі трансмісії варіатора – пристрою, що забезпечує плавну зміну відношення кутової швидкості вихідного валу до кутової швидкості вхідного валу.

Використання гідрооб'ємних передач (ГОП) в трансмісіях колісних, гусеничних, спеціальних гусеничних, дорожньо-будівельних машин, навантажувачів і комбайнів в останні роки отримало в Україні широкого поширення, що свідчить про безперервне зростання пріоритетності використання безступінчастих трансмісій. Двопотокові гідрооб'ємно-механічні трансмісії (ГОМТ) застосовуються в світовому автомобіле- і тракторобудуванні, на залізничному транспорті [3, 8, 17, 22, 36, 42, 49, 50, 57, 58, 61, 75, 84, 105, 108, 115, 135, 137, 139, 141, 144, 155]. Найбільш активно зазначені трансмісії використовуються на сільськогосподарських тракторах [10, 90, 116, 108, 121] (80% сучасного світового ринку – трактори з ГОМТ). Широко використовуються двопотокові ГОМТ і в бронетанковій техніці, суттєво підвищуючи маневреність і ергономічність машин спеціального призначення [123].

В роботі [138] доведено, що застосування безступінчастих трансмісій, використовуваних провідними машинобудівними компаніями, дозволяє підвищити ефективність вітчизняного шахтного локомотивного транспорту.

В Україні дослідження з розробки і створення безступінчастих ГОМТ зосереджені в м. Харків [1, 2, 5-12, 23-29, 58-61, 89, 90, 94 – 124]. Це пов'язано з впровадженням ГОМТ в зразки бронетехніки, які випускалися на ДП «Завод ім. Малишева »і АТ« Харківський тракторний завод ім. Орджонікідзе ». У 90-ті роки АТ «ХТЗ» розробило гідрооб'ємний механізм повороту для гусеничного

трактора ХТЗ-200 і для багатоцільового тягача легкого броньованого (БТЛБ) [5, 6, 10, 59–61, 90, 108, 116, 123, 121], чим суттєво підвищило їх маневреність і прохідність. У Харківському конструкторському бюро ім. А.А. Морозова (ХКБМ) на базі радіально-поршневих гідромашин з кульовими поршнями, створена унікальна безступінчаста двопотокова ГОМТ [8, 90, 123] для важких гусеничних машин і ГОМТ для мотовоза МТ-1 [36].

Останні спроби використання безступінчастих трансмісій на основі гідромашин об'ємного типу в шахтному транспорті на території колишнього СРСР відзначені в 70-80-х роках минулого століття. Це створення дизелевоза Д8-600 на основі аксіально-поршневих регульованих гідронасосів НАС-71/200 і РНАС-125/320, гідромоторів МОПФ-160/250 і МОПФ-400/320 [163], маневрового тепловоза ТУ6А Камбарського машзаводу на базі об'ємних гідропередач [48]. У зв'язку з цим необхідно уточнити систему термінів, пов'язану з безступінчастими трансмісіями на базі силового об'ємного гідроприводу шахтного тягового транспорту. Як справедливо зазначено в роботі [111], поширений 40-50 років тому термін «гідрооб'ємна трансмісія» вказував лише на те, що в складі трансмісії є гідромашини об'ємного типу. Те саме можна сказати щодо застарілого терміну «гідростатична трансмісія», під яким, як правило, розумілася гідрооб'ємна передача або силовий гідравлічний привід. Більш доцільно використовувати термін «гідрооб'ємно-механічна трансмісія», оскільки на основі цієї термінології в працях [1, 17, 20, 82, 86, 87, 120] будується чіткий ланцюжок визначень складових частин, що входять в трансмісію такого типу.

Гідрооб'ємна передача – агрегат, що складається з двох гідравлічних машин об'ємного типу, які перетворюють механічну енергію з валу гідронасоса в енергію робочої рідини, яка потім перетворюється в механічну енергію на валу гідромотора. Обов'язковими елементами гідрооб'ємної передачі є гідронасос, гідромотор, робоча рідина і система плавного управління подачею робочої рідини, як правило, на насосі, за рахунок чого і здійснюється безступінчасте регулювання моментом і оборотами на валу гідромотора.

Принцип витіснення на прикладі гідронасоса об'ємного типу полягає в тому, що робочий орган (поршень) захоплює в області всмоктування гідромашини певний обсяг робочої рідини і переміщує його до порожнини нагнітання, де рідина витісняється і надходить далі в гідромотор по відповідній магістралі. Далі в гідромоторі робоча рідина витісняє робочий орган (поршень) в порожнині нагнітання – відбувається позитивна робота, яка в гідромоторі підсумовується по всім поршням і перетворюється з урахуванням втрат в ефективну механічну енергію на валу гідромотора [1, 20, 82].

До складу ГОП може входити один регульований гідронасос, один або кілька нерегульованих гідромоторів. У деяких випадках гідромотори можуть бути також, як і гідронасоси, регульованими [1, 5, 21, 75, 90, 104]. Гідрооб'ємна передача – не самостійний функціональний агрегат, а основна частина силового об'ємного гідроприводу, в складі якого досягається і забезпечується безступінчасте регулювання моментом і оборотами на валу гідромотора за рахунок плавного регулювання подачею робочої рідини з гідронасоса в гідромотор, а також циркуляція, фільтрація та охолодження цієї робочої рідини.

Силовий об'ємний гідропривід – це технічна система, що відноситься до варіаторів крутного моменту і оборотів та включає в себе регульовану гідрооб'ємну передачу, систему управління, контрольно-вимірювальну апаратуру, допоміжні агрегати і пристрої (фільтри, клапани, гідропідсилювачі, золотники, масляний бак, теплообмінник і т. д.).

Гідрооб'ємно-механічна трансмісія – трансмісія, основним елементом якої є силовий об'ємний гідропривід, та включає всю систему деталей, вузлів, агрегатів, що передають обертальний рух і крутний момент від валу двигуна до ведучих коліс транспортного засобу, на яких моменти і обороти можуть плавно, безступінчасто змінюватися за рахунок регулювання ГОП.

Під повнопотоковою ГОМТ розуміють силовий об'ємний гідропривід і працюючий послідовно з ним механізм передач. Найбільш поширений варіант повнопотокової ГОМТ включає в себе ГОП в складі гідроприводу і слідує за нею механічну передачу. У двопотокових ГОМТ потік потужності від двигуна

до ведучого колеса розгалужується через ГОП в складі силового об'ємного гідроприводу і через механізм передач, в якому обов'язкова наявність хоча б одного підсумовуючого планетарного ряду. Можливість створення двопотокових передач заснована на властивості планетарного механізму алгебраїчно підсумовувати на одній з основних ланок незв'язані між собою обертання двох інших ланок. Надалі, для стислості, замість словосполучення «ГОП в складі силового об'ємного гідроприводу» використовується просто «ГОП». Відзначимо, що в загальному випадку не при всіх робочих режимах ГОМТ потужність передається паралельно в одному напрямку за двома вказаними гілками – гідравлічною та механічною – від двигуна до коліс. Існують так звані циркуляційні режими ГОМТ [20, 82, 87, 120, 145], коли утворюються замкнуті контури, в яких потужність циркулює і навіть може перевищувати потужність двигуна. Вживаний термін «циркуляція потужності» є умовним, тому що ця потужність виходить шляхом формального множення діючих на ланки передачі моментів на кутові швидкості при обертанні ланок. Зведення циркуляцій потужності до мінімуму залежить від науково обгрунтованого вибору кінематичної схеми ГОМТ для конкретного тягово-транспортного засобу з числа альтернативних схем, її системного аналізу, результатів параметричного синтезу ГОМТ з урахуванням критеріїв по ККД і тяговій динаміці [111, 142, 143].

Однією з найбільш оригінальних і ефективних безступінчастих ГОМТ є Fendt Vario. Конструкція трансмісії виконана за схемою з «диференціалом на вході» (рис. 1.10). Характерна особливість ГОМТ Fendt Vario – використання двох діапазонів швидкостей: робочого та транспортного, а також в деяких трансмісіях двох гідромоторів, що регулюються (рис. 1.10, б). Перемикання між діапазонами виконується водієм при зупиненому транспортному засобі за допомогою синхронізованих зубчастих муфт.

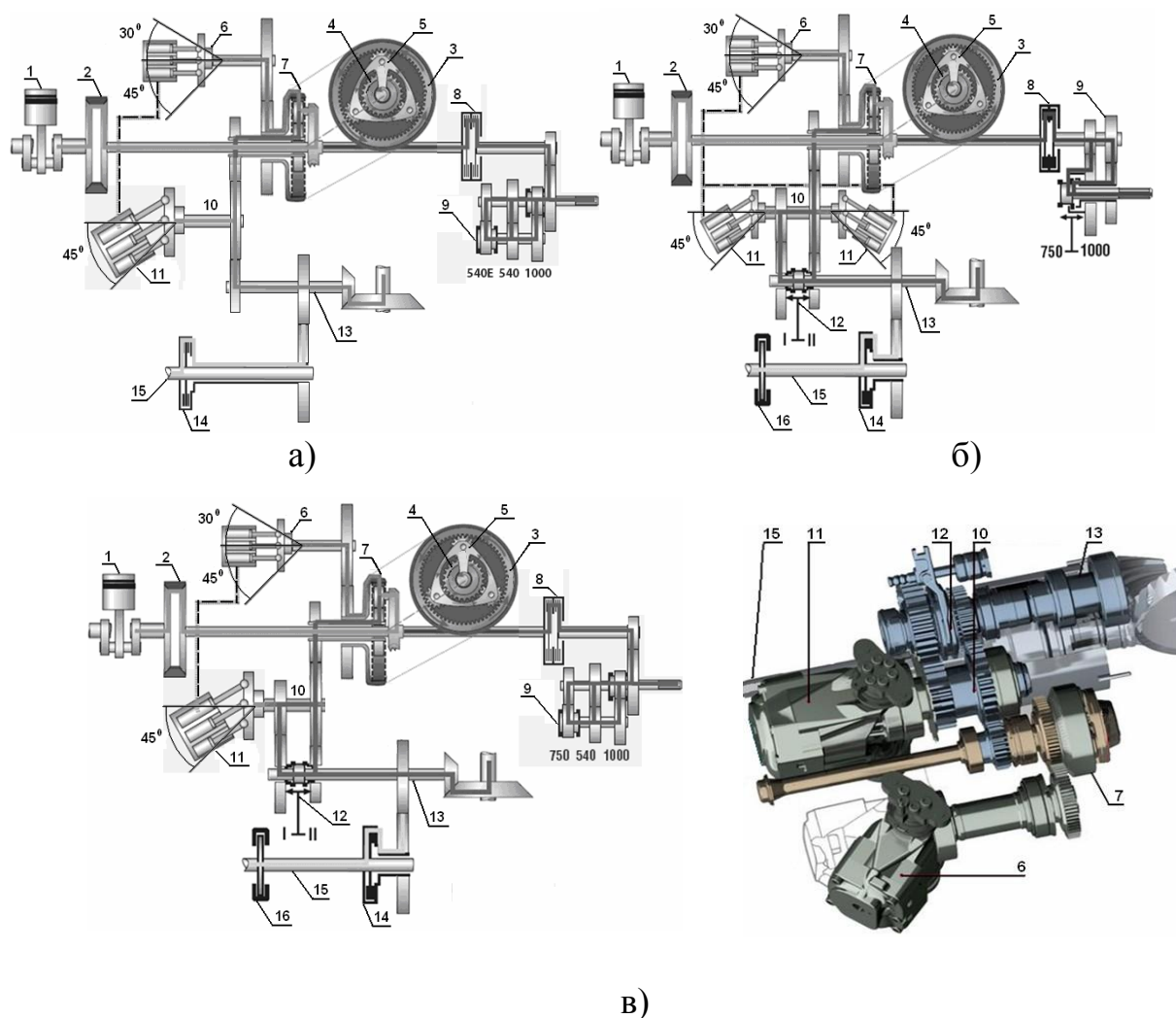


Рисунок 1.10 – Функціональна схема трансмісії Fendt Varіo:

а) – потужність двигуна 51 – 92 кВт; б) – потужність двигуна 162 – 287 кВт; в) – потужність двигуна 85 – 176 кВт; 1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – демпфер крутильних коливань; 3 – коронна шестерня; 4 – сонячна шестерня; 5 – водило; 6 – гідронасос; 7 – ПР; 8 – муфта включення валу відбору потужності; 9 – вал відбору потужності; 10 – вал, на якому відбувається складання потужностей від гідравлічної та механічної гілок; 11 – гідромотор; 12 – муфта перемикання діапазонів руху; 13 – привід на задній міст; 14 – муфта включення приводу переднього моста; 15 – привід на передній міст; 16 – трансмісійний гальмівний механізм

ККД ГОМТ Fendt Varіo лише на 1,5 – 2% нижче, ніж у механічної трансмісії. На малих швидкостях ККД трансмісії Fendt Varіo помітно вище, ніж у конкурентів, хоча у Fendt при цьому значна частка потужності, що

передається гідравлічним шляхом (зменшується від 100% при 0,02 км/год до 0% – при максимальній швидкості). Відносно високий ККД досягається застосуванням спеціально сконструйованих гідромашин фірми «Sauer Danfoss» з кутом нахилу блоку циліндрів до 45°, втрати у яких значно зменшені. На ККД трансмісії Fendt Varіо також позитивно впливає простота конструкції механічної частини передачі, в якій використовується всього лише один диференціал.

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., Кононенко В.О., Крюкова А.П., Курмаєва Р.Х., Лебедєва А.Т., Ловцова Ю.І., Назарова Л.В., Осипова О.Ф., Панченка А.І., Петрова В.А., Пономаренка Ю.Ф., Прокоф'єва В.М., Прочка Є.І., 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., Bittanti S., Blake A.C., Bohlamann B., Buculei M., Cesana P., Cheng Y., Gorla C., Gruhle W.-D., Jacobson E., Hung T., Hutala K., Hwang S., Ivantysynova M., Jarchow F., Jędrzykiewicz Z., Kim H., Kohmascher T., Krauss A., Kress J.H., Kwan K., Kwaoeniewski J., Kyle R.W., Macor A., Martelli M., Monika M.I., Moor D., Nawrocka A., Nielsen S.L., Ortwig H., Pettersson K., Pluta J., Pohlenz J., Popa Gh., Previdi F., Rossetti A., Rozycki F.L., Rydberg K.-E., Saber Ahmed Ibrahim M., Sannelius M., Savaresi S.M., Stojek J., Sung D., Taroni F., Thinh H., Tikkanen S., Truong Q., Vilenius M., Volpe S.S., Weber M., Wright J., Zarotti L.G. та ін. [1-15, 23-30, 38-42, 53, 54, 57-61, 67, 68, 74, 75, 89, 90, 94-124, 129-151, 166, 175-177, 179, 180].

Школа безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій бурхливо розвивається в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» (НТУ «ХПІ») на кафедрі «Автомобіле- і тракторобудування», очолюваній проф. В.Б. Самородовим, де вперше в Україні

створено наукову лабораторію, що проводить дослідження з проблем структурного і параметричного синтезу двопотокових і гібридних трансмісій [120, 123]. Для Харківського заводу транспортного обладнання виконаний проект по заміні механічної передачі на безступінчасту гідрооб'ємно-механічну коробку передач (ГОМ КП) для автомобільної підйомної установки на базі шасі вантажного автомобіля КрАЗ, що дозволяє підвищити вантажопідйомність установки на 40%. У 2010 році в Індустріальній групі «Українська промислова енергетична компанія» (ІГ «УПЕК») створений науково-виробничий центр по розробці безступінчастих трансмісій для транспортних засобів, що працює в тісному творчому контакті з ТОВ «Українське бюро трансмісій і шасі». Зазначені організації в даний час готують до виробництва безступінчасту ГОМТ для тракторів потужністю 350 – 400 к.с. Найважливіший проект по виведенню українського тракторобудування на світовий ринок успішно реалізує Харківський тракторний завод при розробці ГОМТ для колісного трактора потужністю 220-250 к.с.

Аналіз тенденцій застосування ступінчастих механічних і безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій на транспортних засобах підвищеної прохідності [1, 5, 7, 8, 11, 14], тракторах і комбайнах [38, 41, 42, 49, 58-61, 116], дорожньо-будівельних машинах [17, 90], рейковому транспорті [31, 37, 43, 48, 163] і т. д., переваг і недоліків таких трансмісій, дозволяють науково обґрунтовано підійти до постановки задачі про ступінь ефективності використання безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій в шахтних дизелевозах.

Для шахтних дизелевозів проблема обґрунтування типу безступінчастої трансмісії (гідрооб'ємно-механічна або електрична) [22, 51, 129-134, 136], вибір критеріїв для їх порівняння [134, 142, 143], вибір раціональної структурної схеми і найбільш раціональних конструктивних параметрів в рамках обраної структурної схеми [132, 135, 137, 141], безлічі можливих швидкісних безступінчасто регульованих діапазонів, передавальних чисел на кожному з них, з точки зору найкращої тягової динаміки та енергетичних характеристик з

урахуванням стохастичного розподілу експлуатаційних швидкостей – є досить актуальною і стримує подальше вдосконалення шахтного транспорту в цілому.

Традиційно, для кожної схеми трансмісії (структура, якісні та кількісні характеристики її базових елементів) в складі транспортного засобу необхідно скласти математичну модель для подальшого детального аналізу кінематичних, силових і енергетичних параметрів трансмісії [1, 5, 7, 9, 11, 15, 17, 82, 98, 99, 112] з урахуванням технологічних процесів, виконуваних машиною. Будь-які конструктивні зміни в заданій кінематичній схемі трансмісії, які особливо характерні в періоди розробки або модернізації трансмісії, вимагають перебудови структури, математичної моделі і рішення практично нової задачі з аналізу трансмісії. Це призводить до додаткових витрат інтелектуальної праці, матеріальних засобів і часу [120]. Автоматизована побудова довільних структурних схем ступінчастих і безступінчастих трансмісій з паралельним автоматизованим розвитком – генерацією їх математичних моделей істотно прискорює цей процес, дає можливість синтезувати величезну кількість різних структурних і кінематичних схем трансмісій, і виявляти серед них найкращі варіанти.

Слід особливо підкреслити, що вирішені вище завдання в працях В.П. Аврамова, Е.Е. Александрова, А.С. Антонова, М.Д. Борисюка, Д.О. Полонцевіча, К.І. Городецького, Л.І. Грім-Мазнічевського, А.Т. Лебедева, Е.С. Кісточкіна, А.П. Крюкова, М.П. Козлова, В.А. Кононенко, А.В. Рогова, В.Б. Самородова, А.І. Бондаренка насамперед ставилися до гусеничних машин підвищеної прохідності та сільськогосподарським тракторів. В цілому динамічні моделі Е.Е. Александрова [4-12] орієнтовані на застосування в задачах автоматичного керування і синтезу параметрів систем управління двигуном і ГОМТ швидкохідних гусеничних машин. Стосовно до шахтного транспортного машинобудування, з точки зору опису кінематичних, силових і енергетичних характеристик об'єкта і автоматизації трансмісій, роботи Е.Е. Александрова [4-12], присвячені в основному бронетанковій техніці, на жаль, не використовувалися і не розвивалися. У роботах В.Б. Самородова [94-124]

аналізуються ГОМТ швидкохідних гусеничних машин, що працюють в моноблочному виконанні, значно відрізняються від двопотокових ГОМТ, можливих для застосування в шахтних дизелевозах.

В роботах І.О. Тарана [129-145] доведено, що для використання в шахтних дизелевозах доцільно використовувати оригінальні безступінчасті двопотокові ГОМТ на базі вітчизняного об'ємного гідроприводу ГСТ-90. Науково обґрунтовані їх основні конструктивні параметри, що забезпечують ККД до 0,87, досліджені переваги і недоліки цих трансмісій. Автором розроблено та досліджено модель руху шахтного дизелевоза, оснащеного різними трансмісіями, які відрізняються принципом роботи, структурною схемою і використовуваними варіаторами в умовах розгону і рівномірного руху поїзда. Модель враховує конкретні характеристики двигуна внутрішнього згоряння, особливості управління елементами трансмісії і регулювальну характеристику в залежності від коефіцієнта зчеплення і кута нахилу опорної поверхні. Результати моделювання було використано як критерій ефективності трансмісії при проведенні інтегрального аналізу і обґрунтуванні вибору конструктивного рішення трансмісії шахтного дизелевоза. На основі розробленої методики комплексної оцінки трансмісій було виявлено, що гідрооб'ємно-механічна трансмісія з диференціалом на вході володіє оптимальним набором характеристик в комплексі: ККД, продуктивність, ергономічність, витрата палива і компактність.

1.3 Особливості процесу гальмування самохідних машин з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями

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, та численні праці вчених щодо створення та дослідження ГОМТ для самохідних машин [1-15, 23-30, 38-42, 53, 54, 57-61, 67, 68, 74, 75, 89, 90, 94-124, 129-151, 166, 175-177, 179, 180], трансмісії даного типу потребують подальшого ретельного дослідження з метою визначення необхідних конструктивних параметрів, що забезпечують підвищення гальмових та експлуатаційних характеристик локомотива.

Сучасний стан проблеми моделювання процесу гальмування, детально вивчений у роботі А.І. Бондаренка [25], було взято за основу аналізу проблем процесу моделювання гальмування шахтних дизелевозів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями.

Основною метою роботи [106] є розвиток комплексу математичних моделей складних технічних систем типу двигун внутрішнього згорання – ГОМТ – машинно-тракторний агрегат, що направлені на поліпшення техніко-економічних показників машинно-тракторного агрегату завдяки параметричному синтезу безступінчастих ГОМТ. Проте, автором не вирішується питання вибору раціональної схеми ГОМТ, а лише підбираються оптимальні конструктивні параметри існуючих ГОМТ.

У роботі [108] наведена методика визначення оптимальної схеми для безступінчастої ГОМТ, в якій використовуються вагові коефіцієнти критеріїв оцінки. Вагові коефіцієнти отримують на основі досвіду експертів з подальшою математичною обробкою їх думок. Також враховується компетентність експертів, що беруть участь в опитуванні. Робота методики демонструється на прикладі вибору оптимальної схеми ГОМТ з шести альтернативних.

Суть методики, приведеної в роботі [108], полягає в визначенні спочатку групи технічних параметрів (ККД трансмісії, максимальний перепад робочого тиску в ГОП, потужність двигуна, типорозмір гідромашин, індекс циркуляції потужності, максимальна кутова швидкість сателітів, кількість

диференціальних механізмів, кількість редукторів, кількість фрикційних елементів) оцінки схеми ГОМТ. Далі керівник (організації або проекту) призначає групу експертів (4 – 6 експертів). Кожен експерт проставляє значення балів по вазі кожного технічного параметру. Обробка результатів проводиться з урахуванням показників компетентності експертів. Компетентність експерта визначається коефіцієнтом аргументованості експерта і коефіцієнтом ступеня знайомства з даним питанням. Потім визначаються середні нормовані значення балів по вазі технічних параметрів згідно думки експертів з урахуванням їх компетентності. Подальші кроки виконуються без участі експертів на підставі численних значень технічних параметрів, одержаних при моделюванні роботи і аналізі схем ГОМТ.

Дана методика вибору оптимальної схеми ГОМТ [108] має один суттєвий недолік – ніяк не враховується суб'єктивна оцінка окремого експерта при оцінці важливості конкретних технічних параметрів.

Робота [153] присвячена особливостям формування і передачі потоків потужності в елементах трансмісії дизелевозів для обґрунтування типу трансмісії, що забезпечує необхідне тягове зусилля і безступінчасте регулювання швидкості руху дизелевозу в заданому діапазоні. Автором встановлено, що розподіл потоків накладає значне обмеження на структуру і кінематичну схему двопотокової безступінчастої трансмісії, яка для будь-якого необоротного варіатора повинна допускати тільки паралельні потоки потужності від двигуна до ведучих коліс тягово-транспортної машини.

Корисність роботи [153] полягає в тому, що вперше зроблена спроба знаходження оптимальної кінематичної схеми ГОМТ з урахуванням особливостей формування і передачі потоків потужності для дизелевозів.

У ряді робіт [3, 44, 97, 94, 100, 124] автори, орієнтуючись на особистий конструкторський досвід та керуючись евристичним методом, пропонують раціональні схеми ГОМТ для різних машинно-тракторних агрегатів. Традиційно для кожної нової схеми трансмісії складається своя математична модель під її конкретну структуру, якісні і кількісні характеристики її базових

елементів (двигуна, редукторів, ГОП, фрикціонів, гальм, зв'язків) з подальшим докладним аналізом кінематичних, силових і енергетичних параметрів трансмісії.

Останнім часом з підвищенням швидкостей руху достатньо сильно загострилась проблема збереження безпеки в режимі гальмування. На даний момент взагалі не відомі публікації, що стосуються дослідження питання динаміки процесу гальмування дизелевозів з ГОМТ.

Достовірність результатів моделювання процесу гальмування напряду залежить від динаміки розгону. Початковими умовами в процесі гальмування для знаходження параметрів є їх значення в момент переходу з режиму розгону або рівномірного руху в режим гальмування. При розгоні елементи трансмісії більш навантажені, ніж при рівномірному русі, тому доцільніше розглядати саме розгін.

Рішення задач, пов'язаних з дослідженням процесу розгону, руху, гальмування, неможливе без використання адекватної математичної моделі. Під моделлю [28] розуміється якийсь об'єкт-замінник, який в певних умовах замінює об'єкт-оригінал, що вивчається, відтворюючи найбільш істотні його властивості. Існує велике різноманіття математичних моделей, кожна з яких має певні допущення та може використовуватися для рішення окремих задач.

Для моделювання динамічних процесів в самохідних машинах останнім часом широко використовуються наступні програмні продукти: «Універсальний механізм», ADAMS/CAR, UMTRI Yaw/Roll constant velocity, AUTOSIM, LMS.DADS, SYM-PACK. Всі програми даного типу автоматизують процес формування рівнянь руху конкретної механічної системи на основі опису інерційних, геометричних, кінематичних параметрів, моделей силових взаємодій, вибраних або заданих користувачем [85].

Застосування стандартних програмних продуктів не завжди прийнятно: по-перше, програмні продукти достатньо дорогі, по-друге, не гарантують вирішення поставленої задачі, оскільки налаштовані на рішення конкретних завдань.

Виходом з ситуації, що склалася, є самостійне складання фізичної і математичної моделі з подальшим вирішенням систем отриманих диференціальних рівнянь з використанням обчислювальної техніки.

Залежно від поставленої мети, можуть використовуватися декілька методів представлення математичних моделей динаміки дизелевоза: «плоска» модель та просторова багатомасова нелінійна модель.

Рішення окремих задач динаміки дизелевоза засноване на застосуванні так званої «плоскої» моделі, яка в більшості випадків дозволяє одержати аналітичні рішення. Доцільність такого підходу полягає в тому, що в цьому випадку є можливість розкрити фізичну суть процесів і шляхом подальшого аналізу встановити вплив того або іншого чинника (конструктивного параметра) на динаміку транспортного засобу. Така модель дозволяє одержати достатньо точний якісний опис динаміки дизелевоза за умови дії порівняно малих бічних сил.

При дослідженні динаміки мобільних машин широко використовується принцип Германа-Даламбера-Ейлера, заснований на використанні так званих сил інерції, дозволяючи математично привести рівняння динаміки до рівнянь статички (квазистатички). Застосування принципу Даламбера при дослідженні динаміки мобільних машин може в деяких випадках привести до помилок, обумовлених використанням фіктивних сил інерції. Цих помилок можна уникнути, як відмічається в роботі [16], при переході з силового простору для векторної суми в простір прискорень, тобто при приведенні всіх сил, діючих на машину, до парціальних прискорень.

В роботі [16], на прикладі експериментальної оцінки тягових та енергетичних властивостей машинно-тракторних агрегатів, наведені можливості методу парціальних прискорень. Отримані залежності дозволяють не тільки оцінити тягові та енергетичні показники транспортних засобів по величині парціальних прискорень, а і забезпечити діагностику їх технічного стану.

Аналіз динамічних властивостей машинно-тракторних агрегатів спрощується за рахунок використання інерційних вимірювальних систем з інтелектуальними датчиками прискорень та процедур обробки результатів випробувань не в просторі сил, а в його прообразі – метричному просторі прискорень [16].

Рівняння Лагранжа другого роду є одним з універсальних підходів для запису рівнянь руху будь-якої механічної системи [126].

Трудомісткість виведення рівнянь Лагранжа дуже велика, а їх запис в явній формі достатньо громіздкий. Не дивлячись на це, для дослідження показників таких експлуатаційних властивостей, як паливна економічність, тягово-швидкісні властивості, продуктивність, аналіз силового приводу машин, гальмування транспортного засобу, оптимізація конструктивних параметрів допустимо і бажано застосування саме класичних рівнянь Лагранжа. При дослідженні навантаженості силових передач, особливо в динамічних режимах роботи з коливальними і перехідними процесами, необхідно враховувати реактивні і неголономні зв'язки, тобто в математичні моделі вводити додаткові приведені маси та множники або переходити до рівнянь математичної фізики в часткових похідних, що забезпечує підвищення адекватності математичної моделі.

В роботах [34, 56, 70, 72, 88, 122, 152, 157, 158] наведені комплексні «плоскі» математичні моделі процесу розгону, рівномірного руху та гальмування тягово-транспортних машин, які і будуть використовуватися як базові для дослідження динаміки розгону дизелевозів з безступінчастими двопотоковими ГОМТ, оскільки вони дозволяють достатньо точно розкрити фізичну суть процесів і на основі подальшого аналізу встановити вплив ГОМТ на динаміку дизелевоза за умови дії порівняно малих бічних сил при мінімальній витраті часу на адаптацію під конкретні умови експлуатації.

Висновки за розділом

1. Перспективним напрямом вдосконалення локомотивного транспорту шахт України, нерозривно пов'язаним з підвищенням потужності тягових одиниць і збільшенням швидкості руху поїздів, є використання дизелевозів. Результати випробувань підтверджують можливість безпечної та економічно доцільної експлуатації шахтних дизелевозів в підземних виробітках. Представлені в огляді дизелевози обладнані різними варіаторами, мають різні структурні і компоновальні рішення трансмісій, які є сполучною ланкою між ходовою частиною і двигуном, і впливають на основні техніко-економічні показники локомотива: розміри і вага, тягові та експлуатаційні характеристики, ступінь використання потужності дизеля.

2. Аналіз тенденцій застосування ступінчастих механічних і безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій на транспортних засобах підвищеної прохідності, тракторах і комбайнах, дорожньо-будівельних машинах, рейковому транспорті і т. д., переваг і недоліків таких трансмісій, дозволяють зробити висновок про доцільність та ефективність використання безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій в шахтних дизелевозах.

3. У переважній більшості розглянутих робіт автори пропонують структуру, основні конструктивні параметри двопотокових ГОМТ та формулюють рекомендації стосовно вибору способу реалізації гальмування дизелевозів з безступінчастими трансмісіями, орієнтуючись лише на особистий конструкторський досвід та керуючись евристичним методом. На даний момент взагалі не відомі публікації, що стосуються дослідження питання динаміки процесу гальмування дизелевозів з ГОМТ.

4. Для дослідження динаміки розгону та гальмування дизелевозів з безступінчастими двопотоковими ГОМТ доцільно використовувати комплексні «плоскі» математичні моделі, оскільки вони дозволяють достатньо точно розкрити фізичну суть процесів і шляхом подальшого аналізу встановити вплив ГОМТ на динаміку дизелевоза за умови дії порівняно малих бічних сил при

мінімальній витраті часу на адаптацію під конкретні умови експлуатації.

5. Проведений аналіз тенденцій використання шахтних дизелевозів в підземних виробітках, перспектив застосування в дизелевозах безступінчастих ГОМТ, виконане всебічне дослідження сучасної наукової літератури щодо проблематики проектування ГОМТ та експлуатації дизелевозів з трансмісіями даного типу дозволяє сформулювати мету дисертаційної роботи, яка полягає у встановленні раціональних способів процесу гальмування шахтних дизелевозів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями за рахунок системного підходу до визначення основних закономірностей робочих процесів у безступінчастих трансмісіях. Для досягнення поставленої мети були визначені основні задачі дисертаційних досліджень:

- виконати аналіз наукових концепцій і тенденцій застосування ГОМТ в шахтних дизелевозах;

- виявити та систематизувати основні закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ для дизелевозів, так як достовірність початкових даних суттєво впливає на результати моделювання процесу гальмування;

- 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;

- виявити вплив способів реалізації службового та екстреного гальмування, законів зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ різних структур;

- запропонувати рішення з оптимізації параметрів одновісних планетарних редукторів.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНИЙ ІНСТРУМЕНТ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ ШАХТНИХ ДИЗЕЛЕВОЗІВ

2.1 Перспективні гідрооб'ємно-механічні трансмісії для сучасних шахтних дизелевозів

Достовірність розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ різних структур, 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 шахтних дизелевозів 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 шахтних дизелевозів, тобто нехтуємо силою опору прискорення та силою опору повітря, зважаючи на мале значення останньої величини (максимальна швидкість розглянутих шахтних дизелевозів не буде перевищувати 20 км/год).

З літератури [25] відомо, що конструкції ГОМТ розвиваються у бік зменшення числа фрикційних багатодискових муфт, а також гальмівних механізмів, відповідно 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». Саме тому в роботі буде розглянуто обидва варіанти.

У переважній більшості розглянутих робіт [44, 100, 117], в яких наводяться перспективні конструкції ГОМТ, пропонуються або занадто складні

конструкції трансмісії, що суперечить вимозі відносно зменшення числа фрикційних багатодискових муфт, гальмівних механізмів, або ж трансмісії, ККД яких не перевищує 0,8.

В роботі [153] автор пропонує перспективні ГОМТ № 1 (з диференціалом на вході, рис. 2.1) та ГОМТ № 2 (з диференціалом на виході, рис. 2.2), що адаптовані під шахтні дизелевози і декларує максимальне значення ККД 0,85 – 0,9 (в залежності від діапазону руху, сили опору коченню). Саме з їх використанням і будемо досліджувати динаміку процесу гальмування шахтних дизелевозів.

Запропоновані трансмісії призначені для використання у шахтних дизелевозах масою 10 тон з радіусом коліс 0,3 м, максимальною швидкістю руху 10 км/год при коефіцієнті опору руху 0,23, та швидкістю 20 км/год при коефіцієнті опору руху 0,1.

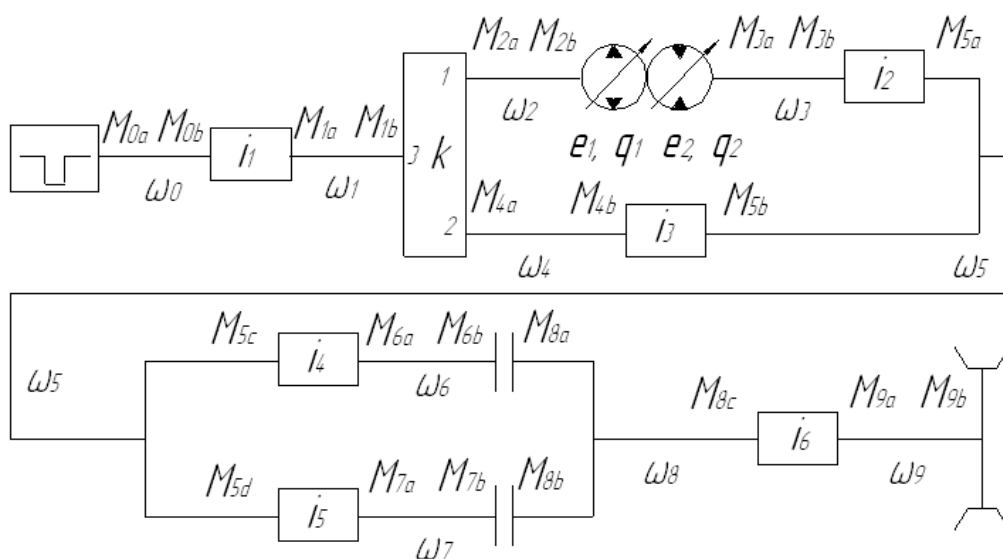


Рисунок 2.1 – Структурна схема ГОМТ № 1: ω_i – кутова швидкість ланки трансмісії; i_j – передавальне відношення; k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду; e_1, e_2 – параметри регулювання гідромашин ГОП; q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин; M_{nm} – моменти на ланках ГОМТ; m – індекси, що відповідають номеру кутової швидкості ланки; n – індекси-букви, що відповідають моментам на кінцях ланок

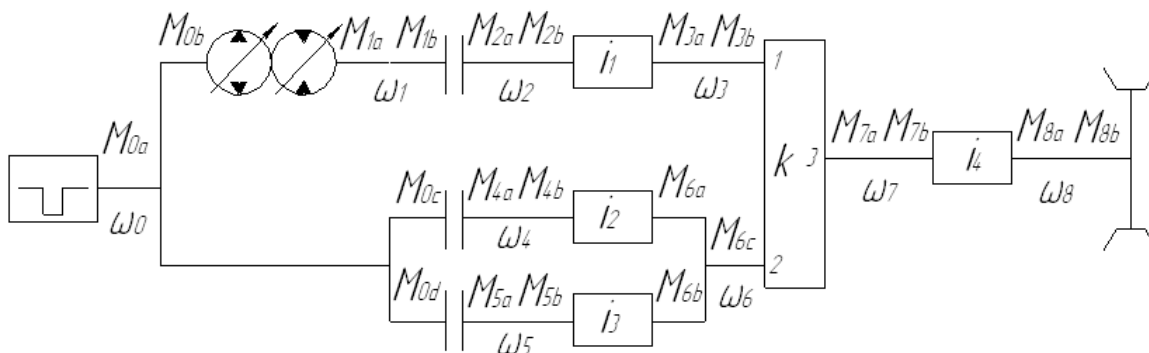


Рисунок 2.2 – Структурна схема ГОМТ № 2

Незважаючи на те, що в роботі [153] для схеми ГОМТ № 2 пропонується використання гідромашин робочим об'ємом по 70 см^3 , для підвищення ККД трансмісії візьмемо, як і у ГОМТ № 1 – регульований гідронасос та гідромотор по 90 см^3 кожний.

Наявність однакових типорозмірів гідромашин дозволить більш достовірно оцінити переваги та недоліки кожної ГОМТ.

Запропоновані трансмісії реверсивні. Реалізація руху заднім ходом відбувається після увімкнення паразитної шестерні (на рис. 2.1 та 2.2 не наведені). 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: $k = -1$.

Основні конструктивні параметри ГОМТ № 2:

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

На жаль, автором в роботі [153] не зазначено місце розриву потоку потужності в замкнутому контурі ГОМТ №1, тобто не вказане місце розташування зчеплення. В роботі [25] 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 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.

Що стосується ГОМТ №2, рекомендоване місце розташування зчеплення в роботі [153] повністю співпало з рекомендаціями з роботи [25], тобто в ГОМТ з диференціалом на виході (ГОМТ №2) перевага надається розміщенню зчеплення в гідравлічній гілці замкнутого контуру за ГОП.

В зв'язку з тим, що в роботі [153] відсутнє комплексне дослідження зміни силових, кінематичних та енергетичних параметрів ГОМТ, проаналізуємо зміну основних параметрів трансмісій ГОМТ №1 та ГОМТ №2 при їх роботі на транспортному та тяговому діапазонах.

Значення кінематичних, силових та енергетичних параметрів визначаються шляхом розв'язання системи алгебраїчних рівнянь: вираз (2.1 – 2.5) для ГОМТ №1, вираз (2.6 – 2.10) – для ГОМТ №2.

В процесі складання систем алгебраїчних рівнянь використовувалися моделі Самородова В.Б., Городецького К.І., рівняння Вілліса [98, 109, 118].

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. 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):

– ГОМТ №1 [146]:

1) співвідношення двигун-трансмісія:

$$\omega_0 = \omega_d; \quad (2.1)$$

2) моменти втрат в гідравлічних машинах:

$$\begin{aligned} e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_2 - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_3 &= \gamma \cdot \Delta Q + \frac{\Delta P \cdot V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (|\omega_{02}| + |\omega_{03}|); \\ \Delta Q &= \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{02}|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{03}|) \right) \cdot \Delta P; \end{aligned} \quad (2.2)$$

3) загальні втрати робочої рідини в гідронасосі та гідромоторі:

$$\begin{aligned} \Delta M_1 &= q_1 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_{02}| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_1^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_{02}| \cdot D_{q1})} \cdot \Delta P_0 + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{02}| \cdot D_{q1})} \right]; \\ D_{q1} &= \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_1}; \quad M_{3a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{03}); \\ \Delta M_2 &= q_2 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_{03}| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_2^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_{03}| \cdot D_{q2})} \cdot \Delta P_0 + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{03}| \cdot D_{q2})} \right]; \\ D_{q2} &= \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_2}; \quad M_{3b} \cdot \eta_2^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{5a} = 0; \quad M_{4b} \cdot \eta_3^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_3 \cdot M_{5b} = 0; \end{aligned} \quad (2.3)$$

4) кінематичні параметри ГОМТ:

$$\begin{aligned} \omega_0 \cdot i_1 - \omega_1 &= 0; & \omega_2 - k \cdot \omega_4 + (k-1) \cdot \omega_1 &= 0; \\ \omega_3 \cdot i_2 - \omega_5 &= 0; & \omega_4 \cdot i_3 - \omega_5 &= 0; \\ \omega_5 \cdot i_4 - \omega_6 &= 0; & \omega_5 \cdot i_5 - \omega_7 &= 0; \\ \omega_6 - \omega_8 &= 0, \quad Y = 1; & \omega_7 - \omega_8 &= 0, \quad Y = 0; \\ \omega_8 \cdot i_6 - \omega_9 &= 0; \end{aligned} \quad (2.4)$$

5) силові параметри трансмісії:

$$\begin{aligned}
M_{0b} \cdot \eta_1^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{0b})} + i_1 \cdot M_{1a} &= 0; \\
M_{2a} \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{2a})} + M_{4a} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4a})} + M_{1b} &= 0; \\
M_{2a} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{2a})} + M_{4a} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4a})} &= 0; \\
M_{2b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P &= -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{02}); \\
M_{5c} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5c})} + i_4 \cdot M_{6a} &= 0; \\
M_{6b} + M_{8a} = 0, Y = 1; M_{7b} = M_{8b} = 0, Y = 1; \\
M_{5d} \cdot \eta_5^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5d})} + i_5 \cdot M_{7a} &= 0; \\
M_{7b} + M_{8b} = 0, Y = 0; M_{6b} = M_{8a} = 0, Y = 0; \\
M_{8c} \cdot \eta_6^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{8c})} + i_6 \cdot M_{9a} &= 0; \\
M_{9b} - G \cdot f \cdot r = 0; M_{0a} + M_{0b} &= 0; \\
M_{1a} + M_{1b} = 0; M_{2a} + M_{2b} &= 0; \\
M_{3a} + M_{3b} = 0; M_{4a} + M_{4b} &= 0; \\
M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} + M_{5d} &= 0; \\
M_{6a} + M_{6b} = 0; M_{7a} + M_{7b} &= 0; \\
M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} = 0; M_{9a} + M_{9b} &= 0;
\end{aligned} \tag{2.5}$$

– ГОМТ №2 [52, 150]:

1) співвідношення двигун-трансмсія:

$$\omega_0 = \omega_d; \tag{2.6}$$

2) моменти втрат в гідравлічних машинах:

$$\begin{aligned}
e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_0 - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_1 &= \gamma \cdot \Delta Q + \frac{\Delta P \cdot V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g*)} \cdot (|\omega_{00}| + |\omega_{01}|); \\
\Delta Q &= \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{00}|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{01}|) \right) \cdot \Delta P;
\end{aligned} \tag{2.7}$$

3) загальні втрати робочої рідини в гідронасосі та гідромоторі:

$$\begin{aligned}
\Delta M_1 &= q_1 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_{00}| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_1^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_{00}| \cdot D_{q1})} \cdot \Delta P_0 + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{00}| \cdot D_{q1})} \right]; \\
D_{q1} &= \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_1}; \quad M_{1a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{01}); \\
\Delta M_2 &= q_2 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_{01}| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_2^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_{01}| \cdot D_{q2})} \cdot \Delta P_0 + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{01}| \cdot D_{q2})} \right]; \\
D_{q2} &= \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_2}; \quad M_{1b} + M_{2a} = 0;
\end{aligned} \tag{2.8}$$

4) кінематичні параметри ГОМТ:

$$\begin{aligned}
\omega_1 - \omega_2 &= 0; & \omega_2 \cdot i_1 - \omega_3 &= 0; \\
\omega_0 - \omega_4 &= 0, & Y &= 1; & \omega_4 \cdot i_2 - \omega_6 &= 0; \\
\omega_0 - \omega_5 &= 0, & Y &= 0; & \omega_5 \cdot i_3 - \omega_6 &= 0; \\
\omega_3 - k \cdot \omega_6 + (k-1) \cdot \omega_7 &= 0; & \omega_7 \cdot i_4 - \omega_8 &= 0;
\end{aligned} \tag{2.9}$$

5) силові параметри трансмісії:

$$\begin{aligned}
M_{0b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P &= -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{00}); \\
M_{2b} \cdot \eta_1^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{2b})} + i_1 \cdot M_{3a} &= 0; \\
M_{0c} + M_{4a} &= 0, \quad Y = 1; \\
M_{0d} = M_{5a} = 0, \quad Y = 1; & M_{4b} \cdot \eta_2^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{6a} = 0; \\
M_{0d} + M_{5a} = 0, \quad Y = 0; & M_{0c} = M_{4a} = 0, \quad Y = 0; \\
M_{5b} \cdot \eta_3^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5b})} + i_3 \cdot M_{6b} &= 0; \\
M_{3b} \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{3b})} + M_{6c} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{6c})} + M_{7a} &= 0; \\
M_{3b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{3b})} + M_{6c} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{6c})} &= 0; \\
M_{7b} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{7b})} + i_4 \cdot M_{8a} &= 0; \\
M_{8b} - G \cdot f \cdot r &= 0; \\
M_{0a} + M_{0b} + M_{0c} + M_{0d} &= 0; \\
M_{1a} + M_{1b} = 0; \quad M_{2a} + M_{2b} &= 0; \\
M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} &= 0; \\
M_{5a} + M_{5b} = 0; \quad M_{6a} + M_{6b} + M_{6c} &= 0; \\
M_{7a} + M_{7b} = 0; \quad M_{8a} + M_{8b} &= 0.
\end{aligned} \tag{2.10}$$

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 валу 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 валу 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 [39 – 40];

$\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$ – 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 рівнянь використовувалась система MatLab, а точніше, її підсистема Simulink. Загальний вигляд програмної реалізації, що дозволяє вирішити систему рівнянь, наведено на рис. 2.3.

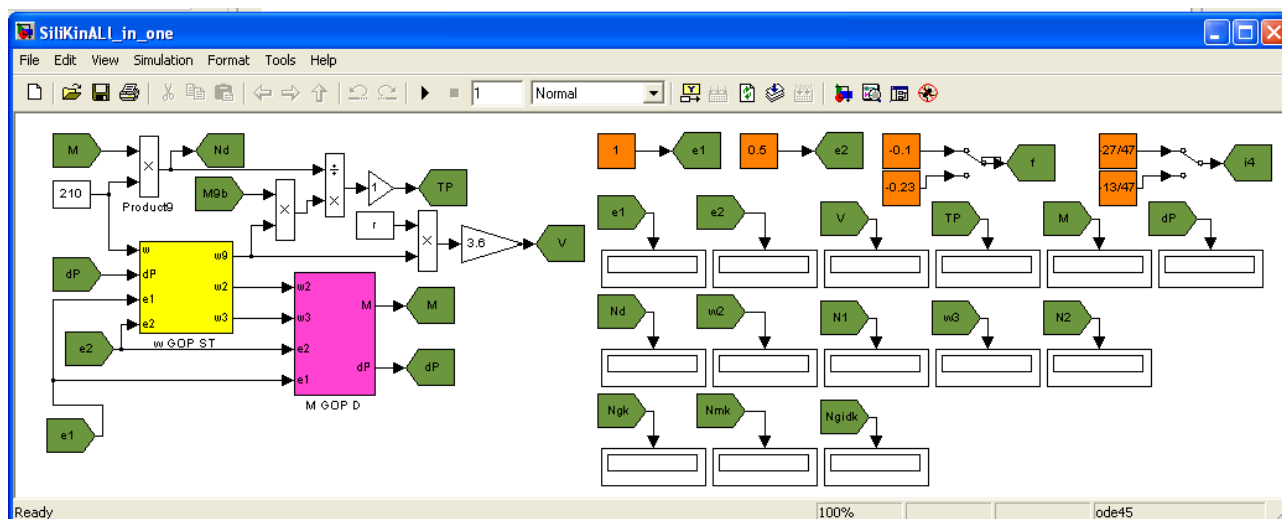


Рисунок 2.3 – Зовнішній вигляд програмної реалізації, що дозволяє вирішити системи рівнянь (3.1 – 3.5) та (3.6 – 3.10)

Результати теоретичних досліджень ГОМТ №1 та ГОМТ №2 наведені в табл. 2.1 – 2.4 та на рис. 2.2 – 2.5.

Позначення в табл. 2.1 – 2.4 та на рис. 2.4 – 2.7: V – швидкість руху дизельовозу; η – ККД трансмісії; M – крутний момент на валу колінчастого валу; 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.

Таблиця 2.1 – Результати теоретичного дослідження ГОМТ №1 на тяговому діапазоні руху шахтного дизелевоза

e_1	e_2	V , км/ГОД	η	$M = M_{0a}$, Нм	dP , МПа	$N_d = N_{0a}$, кВт	w_2 , рад/с	$N_1 = N_{2b}$, кВт	w_3 , рад/с	$N_2 = N_{3a}$, кВт	$N_{gk} = N_{5a}$, кВт	$N_{mk} = N_{5b}$, кВт	$N_{gid} = N_{5a}/$ $(N_{5a} + N_{5b})$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,126	1,00	0,04	0,010	124,80	32,41	26,22	-337,90	-25,08	-0,48	0,21	0,20	0,09	0,682
0,15	1,00	0,81	0,178	136,70	30,74	28,70	-315,90	-25,67	-8,62	3,54	3,47	1,85	0,650
0,20	1,00	2,12	0,398	158,70	27,91	33,33	-278,90	-26,31	-22,34	8,40	8,23	5,58	0,596
0,30	1,00	3,95	0,609	193,70	23,68	40,67	-226,50	-26,08	-41,72	13,33	13,07	12,72	0,507
0,40	1,00	5,20	0,705	220,00	20,58	46,19	-191,00	-24,98	-54,86	15,22	14,91	19,00	0,440
0,50	1,00	6,10	0,757	240,40	18,19	50,48	-165,30	-23,62	-64,39	15,75	15,43	24,37	0,388
0,60	1,00	6,78	0,789	256,70	16,30	53,91	-145,70	-22,24	-71,63	15,64	15,33	28,94	0,346
0,70	1,00	7,32	0,809	270,00	14,75	56,71	-130,30	-20,92	-77,32	15,23	14,92	32,87	0,312
0,80	1,00	7,76	0,824	281,10	13,47	59,04	-117,90	-19,71	-81,92	14,67	14,38	36,25	0,284
0,90	1,00	8,12	0,834	290,50	12,39	61,01	-107,70	-18,60	-85,71	14,06	13,78	39,19	0,260
1,00	1,00	8,42	0,842	298,50	11,46	62,69	-99,08	-17,59	-88,89	13,44	13,17	41,77	0,240
1,00	0,90	8,65	0,844	306,00	11,77	64,25	-92,52	-16,83	-91,32	12,72	12,46	43,98	0,220
1,00	0,80	8,89	0,846	313,80	12,09	65,90	-85,58	-15,97	-93,88	11,89	11,65	46,38	0,201
1,00	0,70	9,15	0,848	322,20	12,43	67,66	-78,23	-14,98	-96,60	10,94	10,72	48,99	0,180
1,00	0,60	9,42	0,850	331,10	12,78	69,52	-70,44	-13,86	-99,49	9,84	9,65	51,85	0,157
1,00	0,50	9,71	0,851	340,50	13,16	71,51	-62,15	-12,58	-102,60	8,59	8,42	54,97	0,133
1,00	0,40	10,02	0,853	350,60	13,55	73,63	-53,32	-11,11	-105,80	7,15	7,00	58,41	0,107

Таблиця 2.2 – Результати теоретичного дослідження ГОМТ №1 на транспортному діапазоні руху шахтного дизелевоза

e_1	e_2	V , км/ГОД	η	$M = M_{0a}$, Нм	dP , МПа	$N_d = N_{0a}$, кВт	w_2 , рад/с	$N_1 = N_{2b}$, кВт	w_3 , рад/с	$N_2 = N_{3a}$, кВт	$N_{gk} = N_{5a}$, кВт	$N_{mk} = N_{5b}$, кВт	$N_{gid} = N_{5a}/$ $(N_{5a} + N_{5b})$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,115	1,00	0,02	0,003	108,50	29,89	22,79	-338,90	-21,87	-0,11	0,04	0,04	0,02	0,694
0,15	1,00	2,30	0,239	124,40	27,65	26,13	-307,70	-22,76	-11,67	4,31	4,22	2,28	0,649
0,20	1,00	4,86	0,437	144,30	25,13	30,30	-272,50	-23,38	-24,68	8,34	8,17	5,61	0,593
0,30	1,00	8,51	0,628	175,80	21,33	36,91	-222,40	-23,24	-43,24	12,42	12,17	11,96	0,504
0,40	1,00	11,00	0,716	199,40	18,54	41,88	-188,10	-22,31	-55,93	13,94	13,66	17,56	0,438
0,50	1,00	12,82	0,764	217,80	16,39	45,75	-163,10	-21,13	-65,18	14,32	14,03	22,35	0,386
0,60	1,00	14,21	0,793	232,60	14,69	48,84	-144,10	-19,92	-72,24	14,16	13,88	26,44	0,344
0,70	1,00	15,31	0,812	244,60	13,29	51,36	-129,00	-18,76	-77,81	13,75	13,47	29,96	0,310
0,80	1,00	16,19	0,825	254,60	12,14	53,46	-116,80	-17,69	-82,31	13,22	12,95	32,99	0,282
0,90	1,00	16,92	0,835	263,10	11,16	55,24	-106,80	-16,70	-86,03	12,65	12,39	35,63	0,258
1,00	1,00	17,54	0,842	270,30	10,32	56,77	-98,33	-15,80	-89,16	12,07	11,83	37,94	0,238
1,00	0,90	18,02	0,844	277,00	10,60	58,16	-91,74	-15,11	-91,60	11,42	11,19	39,94	0,219
1,00	0,80	18,53	0,847	284,00	10,89	59,64	-84,77	-14,31	-94,19	10,67	10,46	42,11	0,199
1,00	0,70	19,06	0,849	291,50	11,19	61,22	-77,38	-13,41	-96,92	9,82	9,62	44,48	0,178
1,00	0,60	19,64	0,851	299,50	11,51	62,89	-69,55	-12,38	-99,82	8,83	8,65	47,06	0,155
1,00	0,50	20,24	0,853	308,00	11,85	64,68	-61,22	-11,21	-102,90	7,70	7,54	49,89	0,131

Таблиця 2.3 – Результати теоретичного дослідження ГОМТ №2 на тяговому діапазоні руху шахтного дизелевоза

e_1	e_2	V , км/ГОД	η	$M = M_{0a}$, Нм	dP , МПа	$N_d = N_{0a}$, кВт	w_0 , рад/с	$N_1 = N_{0b}$, кВт	w_1 , рад/с	$N_2 = N_{1a}$, кВт	$N_{gk} = N_{3b}$, кВт	$N_{mk} = N_{6c}$, кВт	$N_{gid} = N_{6c}/$ $(N_{6c} + N_{3b})$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-0,84	1,00	0,09	0,059	44,52	-11,08	9,35	210,00	26,27	-192,70	-32,30	32,96	-34,90	0
-0,80	1,00	0,32	0,193	50,15	-11,11	10,53	210,00	25,08	-184,10	-30,86	31,49	-34,90	0
-0,70	1,00	0,91	0,422	64,49	-11,20	13,54	210,00	22,07	-162,60	-27,25	27,81	-34,90	0
-0,60	1,00	1,50	0,565	79,20	-11,28	16,63	210,00	18,98	-141,00	-23,64	24,12	-34,90	0
-0,50	1,00	2,09	0,661	94,28	-11,36	19,80	210,00	15,82	-119,50	-20,03	20,43	-34,90	0
-0,40	1,00	2,68	0,728	109,70	-11,43	23,04	210,00	12,57	-97,89	-16,41	16,74	-34,90	0
-0,30	1,00	3,27	0,777	125,50	-11,49	26,37	210,00	9,25	-76,29	-12,79	13,05	-34,90	0
-0,20	1,00	3,86	0,812	141,70	-11,52	29,76	210,00	5,86	-54,66	-9,16	9,35	-34,90	0
-0,10	1,00	4,45	0,839	158,20	-11,51	33,22	210,00	2,40	-32,96	-5,52	5,64	-34,90	0
0,00	1,00	5,05	0,862	174,80	-11,33	36,70	210,00	-1,08	-11,10	-1,86	1,90	-34,90	0
0,10	1,00	5,58	0,862	193,10	-13,03	40,54	210,00	-4,92	8,34	1,52	-1,49	-34,90	0,041
0,20	1,00	6,14	0,867	211,30	-12,83	44,36	210,00	-8,75	28,81	5,24	-5,13	-34,90	0,128
0,30	1,00	6,69	0,869	229,70	-12,81	48,24	210,00	-12,62	49,13	8,93	-8,75	-34,90	0,200
0,40	1,00	7,24	0,870	248,50	-12,83	52,18	210,00	-16,56	69,39	12,61	-12,36	-34,90	0,262
0,50	1,00	7,79	0,869	267,60	-12,88	56,19	210,00	-20,58	89,63	16,29	-15,96	-34,90	0,314
0,60	1,00	8,35	0,868	287,10	-12,94	60,28	210,00	-24,66	109,80	19,96	-19,56	-34,90	0,359
0,70	1,00	8,90	0,865	306,90	-13,01	64,44	210,00	-28,83	130,00	23,63	-23,16	-34,90	0,399
0,80	1,00	9,45	0,862	327,10	-13,09	68,68	210,00	-33,06	150,20	27,30	-26,75	-34,90	0,434
0,90	1,00	10,00	0,859	347,60	-13,16	72,99	210,00	-37,37	170,40	30,96	-30,35	-34,90	0,465
1,00	1,00	10,55	0,855	368,40	-13,24	77,37	210,00	-41,76	190,60	34,63	-33,94	-34,90	0,493

Таблиця 2.4 – Результати теоретичного дослідження ГОМТ №2 на транспортному діапазоні руху

e_1	e_2	V , км/ГОД	η	$M = M_{0a}$, Нм	dP , МПа	$N_d = N_{0a}$, кВт	w_0 , рад/с	$N_1 = N_{0b}$, кВт	w_1 , рад/с	$N_2 = N_{1a}$, кВт	$N_{gk} = N_{3b}$, кВт	$N_{mk} = N_{6c}$, кВт	$N_{gid} = N_{6c}/$ $(N_{6c} + N_{3b})$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-1,00	0,50	0,06	0,012	67,93	-8,01	14,27	210,00	21,87	-455,10	-33,16	33,84	-35,41	0
-1,00	0,60	2,32	0,355	84,60	-6,88	17,77	210,00	18,37	-372,50	-27,15	27,70	-35,41	0
-1,00	0,70	3,87	0,515	97,61	-5,99	20,50	210,00	15,63	-315,50	-22,99	23,46	-35,41	0
-1,00	0,80	5,01	0,602	108,00	-5,28	22,67	210,00	13,46	-273,70	-19,94	20,35	-35,41	0
-1,00	0,90	5,88	0,656	116,30	-4,71	24,43	210,00	11,70	-241,70	-17,62	17,98	-35,41	0
-1,00	1,00	6,57	0,692	123,20	-4,23	25,88	210,00	10,25	-216,50	-15,78	16,10	-35,41	0
-0,90	1,00	7,15	0,729	127,30	-4,31	26,73	210,00	9,41	-195,40	-14,24	14,53	-35,41	0
-0,80	1,00	7,73	0,761	131,70	-4,39	27,65	210,00	8,49	-174,20	-12,70	12,96	-35,41	0
-0,70	1,00	8,30	0,790	136,40	-4,46	28,64	210,00	7,49	-153,10	-11,16	11,38	-35,41	0
-0,60	1,00	8,88	0,815	141,50	-4,53	29,71	210,00	6,43	-131,90	-9,61	9,81	-35,41	0
-0,50	1,00	9,46	0,836	146,90	-4,59	30,85	210,00	5,29	-110,70	-8,07	8,24	-35,41	0
-0,40	1,00	10,04	0,853	152,70	-4,64	32,06	210,00	4,07	-89,54	-6,53	6,66	-35,41	0
-0,30	1,00	10,62	0,868	158,80	-4,68	33,34	210,00	2,79	-68,31	-4,98	5,08	-35,41	0
-0,20	1,00	11,20	0,879	165,20	-4,69	34,69	210,00	1,44	-47,05	-3,43	3,50	-35,41	0
-0,10	1,00	11,78	0,889	171,90	-4,62	36,10	210,00	0,04	-25,71	-1,87	1,91	-35,41	0
0,00	1,00	12,37	0,899	178,50	-4,30	37,49	210,00	-1,36	-4,13	-0,30	0,30	-35,41	0
0,10	1,00	12,89	0,895	186,90	-6,02	39,24	210,00	-3,11	15,03	1,19	-1,16	-35,41	0,031
0,20	1,00	13,46	0,894	195,30	-5,89	41,01	210,00	-4,87	35,83	2,83	-2,77	-35,41	0,073
0,30	1,00	14,02	0,893	203,90	-5,87	42,81	210,00	-6,68	56,52	4,47	-4,38	-35,41	0,110
0,40	1,00	14,59	0,890	212,80	-5,89	44,68	210,00	-8,55	77,17	6,10	-5,98	-35,41	0,144
0,50	1,00	15,15	0,886	222,00	-5,94	46,62	210,00	-10,48	97,78	7,73	-7,57	-35,41	0,176
0,60	1,00	15,71	0,881	231,50	-5,99	48,62	210,00	-12,49	118,40	9,35	-9,17	-35,41	0,206
0,70	1,00	16,27	0,875	241,40	-6,06	50,70	210,00	-14,56	139,00	10,98	-10,76	-35,41	0,233
0,80	1,00	16,83	0,868	251,60	-6,12	52,84	210,00	-16,71	159,50	12,60	-12,35	-35,41	0,259
0,90	1,00	17,39	0,861	262,20	-6,19	55,06	210,00	-18,92	180,10	14,23	-13,94	-35,41	0,283
1,00	1,00	17,96	0,853	273,10	-6,26	57,34	210,00	-21,21	200,60	15,85	-15,53	-35,41	0,305

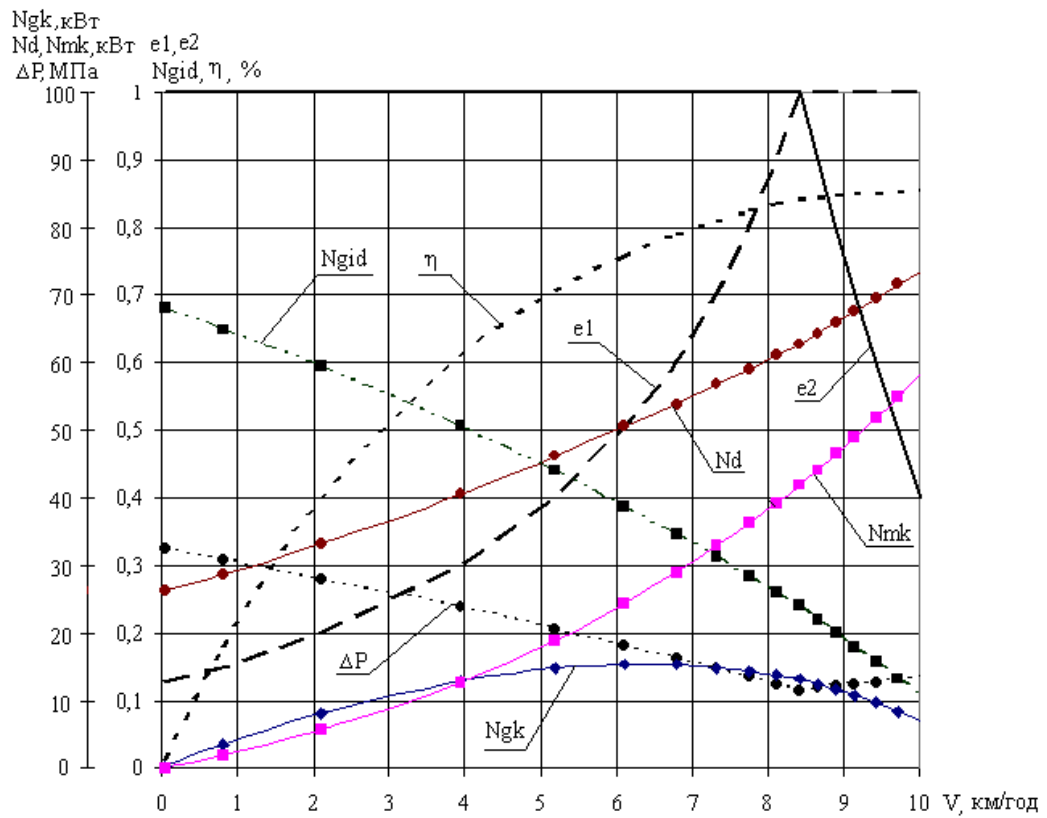


Рисунок 2.4 – Результати теоретичного дослідження ГОМТ №1
на тяговому діапазоні руху шахтного дизелевоза

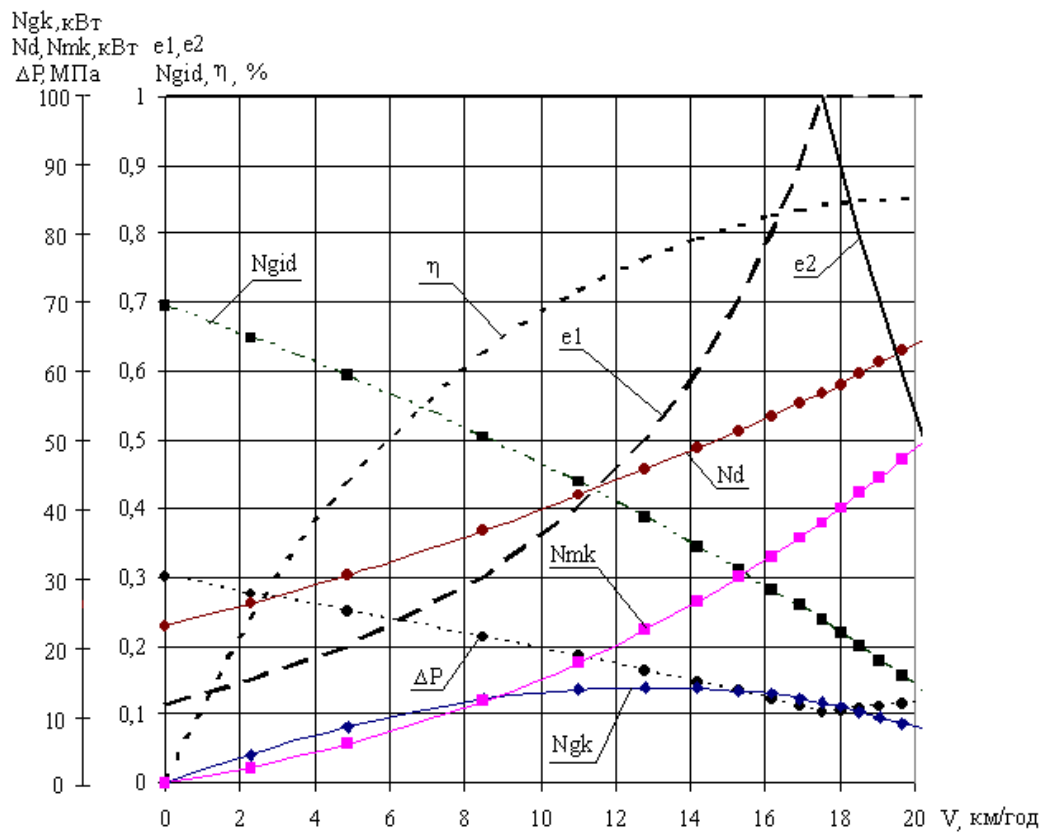


Рисунок 2.5 – Результати теоретичного дослідження ГОМТ №1
на транспортному діапазоні руху шахтного дизелевоза

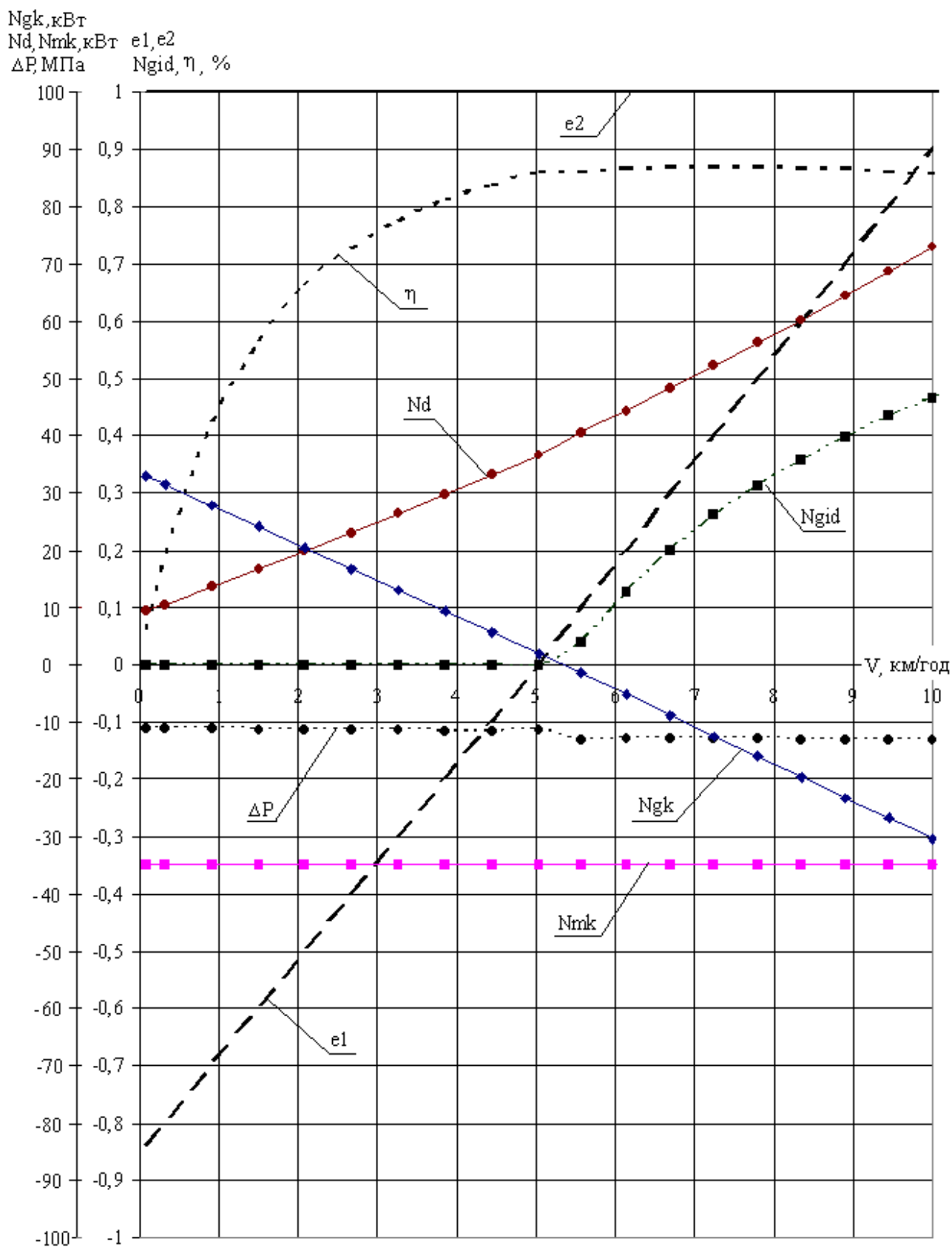


Рисунок 2.6 – Результати теоретичного дослідження ГОМТ №2
на тяговому діапазоні руху шахтного дизелевоза

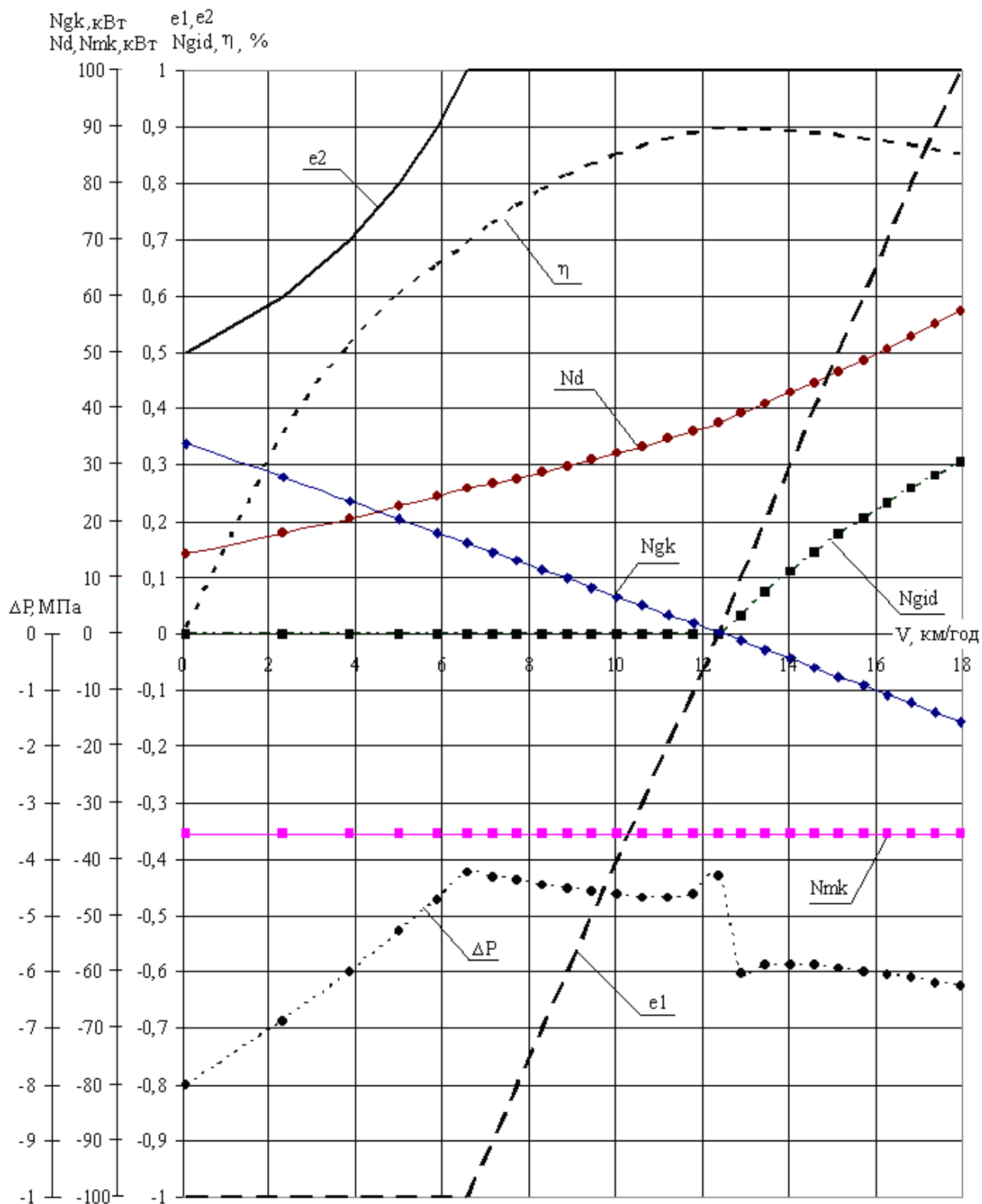


Рисунок 2.7 – Результати теоретичного дослідження ГОМТ №2
на транспортному діапазоні руху шахтного дизелевоза

В процесі статичного аналізу ГОМТ №1 та ГОМТ №2 [146, 179]
встановлені:

– наступні переваги ГОМТ №1:

- максимальна швидкість руху шахтних дизелевозів на транспортному діапазоні при використанні ГОМТ №1 на 2,0% вище, ніж при використанні ГОМТ №2 (20 км/год – ГОМТ №1, 18 км/год – ГОМТ №2);

- максимальне значення кутової швидкості валу гідромотора ГОМТ №1 в 1,8 рази менше, ніж у ГОМТ №2 при русі на тяговому діапазоні (-105,80 рад/с – ГОМТ №1, -192,70 рад/с – ГОМТ №2) та в 4,5 рази на транспортному (-102,90 рад/с – ГОМТ №1, -455,10 рад/с – ГОМТ №2; сучасні гідромашини «PSM-HYDRAYLIKS» обраного типорозміру витримують кутову швидкість до 460,0 рад/с);

- відсутність циркуляції потужності (у замкнутому контурі ГОМТ №2 при русі шахтного дизелевоза від нульової швидкості до швидкості, що відповідає значенню $e_1=0,1$, спостерігається циркуляція потужності із перевантаженням механічної гілки трансмісії);

– наступні переваги ГОМТ №2:

- максимальне значення ККД ГОМТ №1 на 2,0% менше, ніж у ГОМТ №2 при русі на тяговому діапазоні (0,853 – ГОМТ №1, 0,870 – ГОМТ №2) та на 5,1% менше при русі на транспортному діапазоні (0,853 – ГОМТ №1, 0,899 – ГОМТ №2);

- максимальний перепад робочого тиску в ГОП ГОМТ №1 в 2,9 рази більше, ніж у ГОМТ №2 при русі на тяговому діапазоні (32,41 МПа – ГОМТ №1, -13,24 МПа – ГОМТ №2) та в 3,7 рази більше при русі на транспортному діапазоні (29,89 МПа – ГОМТ №1, -8,01 МПа – ГОМТ №2; сучасні гідромашини «PSM-HYDRAYLIKS» обраного типорозміру витримують перепад робочого тиску до 40,0 МПа);

- максимальне значення кутової швидкості валу гідронасоса ГОМТ №1 в 1,6 рази більше, ніж у ГОМТ №2 як при русі на тяговому (-337,90 рад/с – ГОМТ №1, 210,00 рад/с – ГОМТ №2) так і на транспортному діапазонах (-338,90 рад/с – ГОМТ №1, 210,00 рад/с – ГОМТ №2; сучасні гідромашини

«PSM-HYDRAYLIKS» обраного типорозміру витримують кутову швидкість до 460,0 рад/с).

Як видно з аналізу, кожна трансмісія має свої переваги та недоліки. Саме тому обидві ГОМТ і будуть використовуватися при дослідженні процесу гальмування шахтних дизелевозів.

2.2 Математична модель процесу гальмування шахтних дизелевозів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями

Для комплексного дослідження процесу гальмування шахтних дизелевозів з ГОМТ використано плоску математичну модель. Така модель дозволяє одержати достатньо точний якісний опис динаміки гальмування шахтних дизелевозів за умови дії порівняно малих бічних сил. При цьому дозволяє розкрити фізичну суть процесів та встановити вплив різноманітних чинників на динаміку гальмування [148, 175].

В зв'язку з тим, що в роботі розглядається декілька способів реалізації процесу гальмування шахтних дизелевозів, у тому числі і ті, що характеризуються збереженням кінематичного зв'язку коліс з двигуном, в загальну математичну модель процесу гальмування необхідно додати модель двигуна внутрішнього згорання та опису рівняння руху колінчастого валу, яка взята з робіт [25, 88]:

$$J \cdot \dot{\omega}_0 = \left(M_{norm} + \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\omega}{k_x - 1} \right) \cdot M_{nom} - M_{0a}, \quad (2.11)$$

де J – приведений до колінчастого валу момент інерції;

M_{norm} – нормований крутний момент двигуна;

ε_r – коефіцієнт, що характеризує положення органу керування подачею палива;

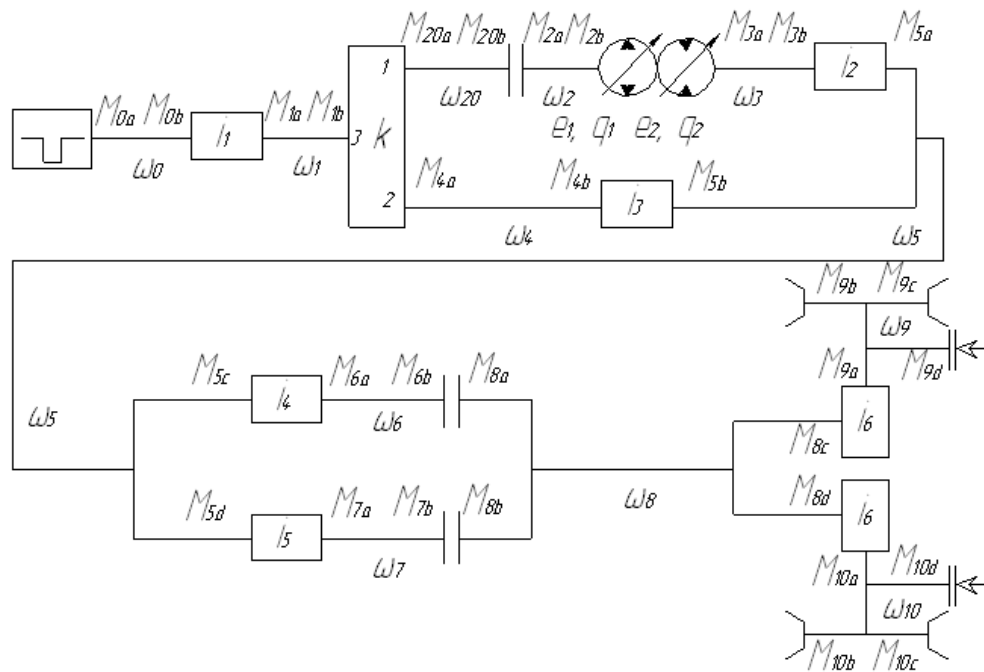
ε_ω – коефіцієнт завантаження двигуна по частоті обертання;

k_x – коефіцієнт, що визначає крутизну регуляторної гілки зовнішньої швидкісної характеристики;

M_{nom} – номінальний крутний момент двигуна.

Підхід до складання динамічного опису роботи ГОМТ в гальмівному режимі у складі шахтного дизелевоза взято з роботи [47], який базується на використанні моделей, наведених в роботах [98, 109, 118, 90].

Фізичні моделі ГОМТ №1 та ГОМТ №2 наведені на рис. 2.8 – 2.9, 3-D моделі – на рис. 2.10 – 2.11, математичні моделі представлені у вигляді систем рівнянь (2.12 – 2.16), (2.17 – 2.21).



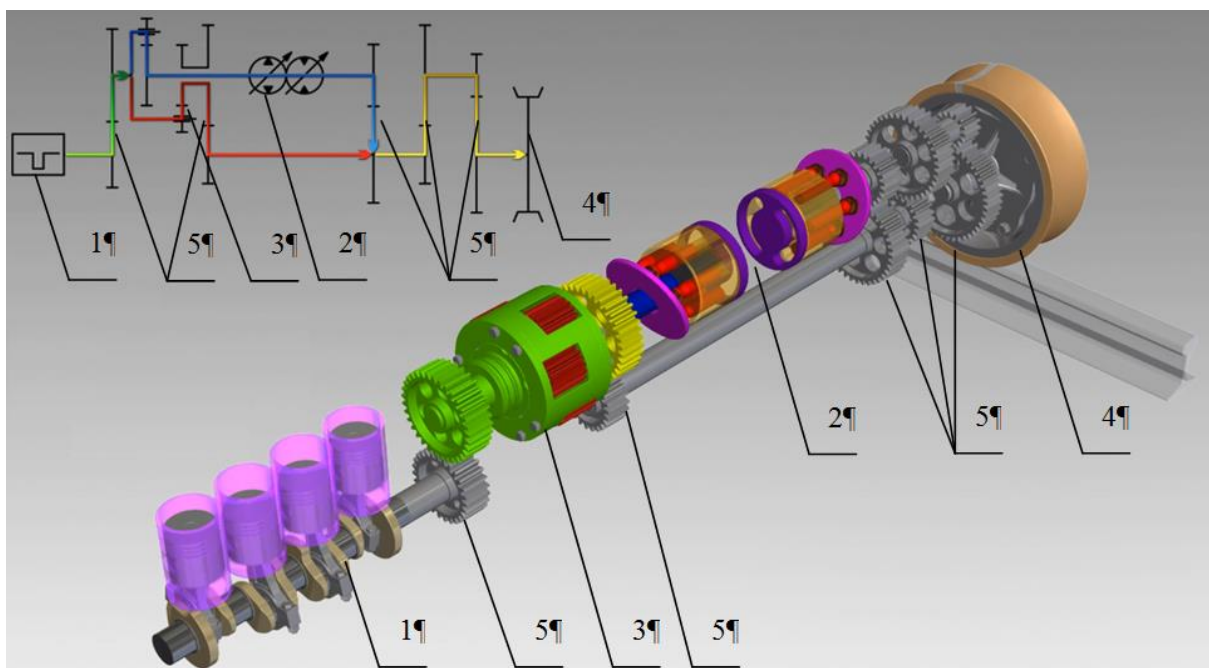


Рисунок 2.10 – 3-D модель ГОМТ №1: 1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – гідрооб’ємна передача; 3 – планетарний редуктор; 4 – колесо; 5 – редуктори

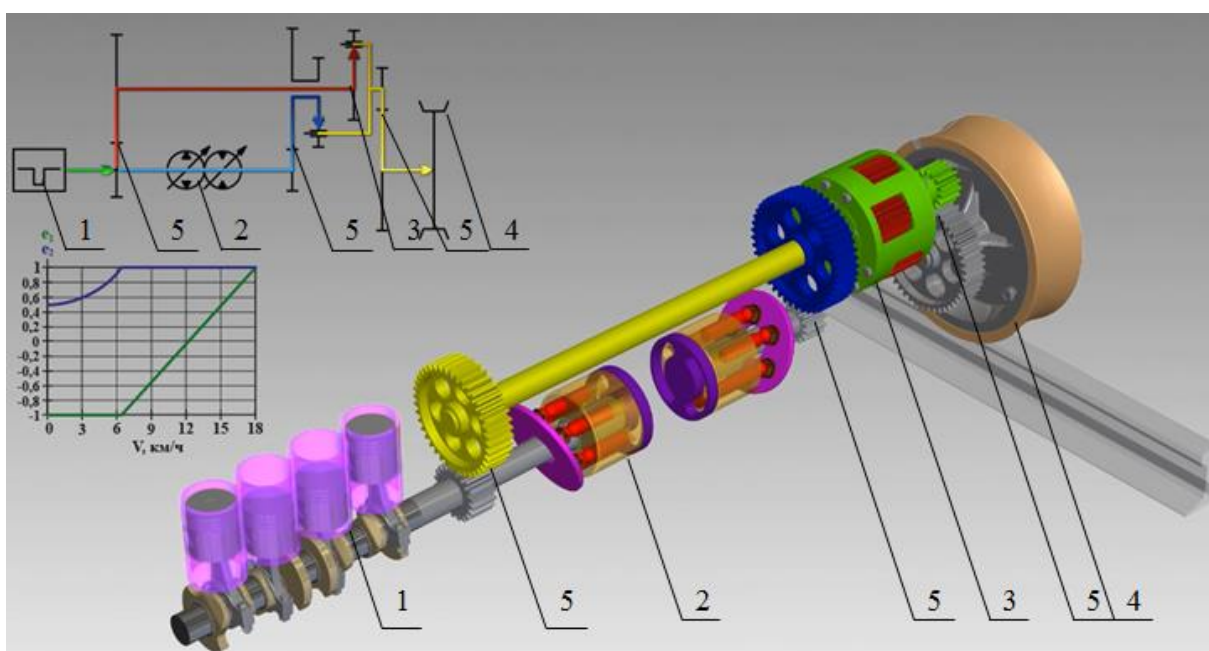


Рисунок 2.11 – 3-D модель ГОМТ №2: 1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – гідрооб’ємна передача; 3 – планетарний редуктор; 4 – колесо; 5 – редуктори

Система алгебраїчних рівнянь, що описує зміну силових, кінематичних та енергетичних параметрів (динамічна):

– ГОМТ №1 [147, 177]:

1) співвідношення двигун-трансмсія:

$$\omega_0 = \omega_d; \quad (2.12)$$

2) моменти втрат в гідравлічних машинах:

$$\begin{aligned} & e_1(t) \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_2 + q_1 \cdot \omega_2 \cdot \dot{e}_1(t) - e_2(t) \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_3 - q_2 \cdot \omega_3 \cdot \dot{e}_2(t) = \\ & = \left(\frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (|\omega_2| + |\omega_3|) \right) \cdot \Delta \dot{P} + \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot \left(\frac{d}{dt} |\omega_2| + \frac{d}{dt} |\omega_3| \right) \cdot \Delta P + \\ & + \gamma \cdot \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_2|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_3|) \right) \cdot \Delta \dot{P} + \\ & + \gamma \cdot \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_2| + 2 \cdot \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_3| \right) \cdot \Delta P; \end{aligned} \quad (2.13)$$

3) загальні втрати робочої рідини в гідронасосі та гідромоторі:

$$\begin{aligned} & M_{2b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_2); \\ & \Delta M_1 = q_1 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_2| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_1^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_2| \cdot D_{q1})} \cdot \Delta P + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_2| \cdot D_{q1})} \right]; \\ & D_{q1} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_1}; \quad M_{3a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_3); \\ & \Delta M_2 = q_2 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_3| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_2^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_3| \cdot D_{q2})} \cdot \Delta P + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_3| \cdot D_{q2})} \right]; \\ & D_{q2} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_2}; \end{aligned} \quad (2.14)$$

4) кінематичні параметри ГОМТ:

$$\begin{aligned} & \dot{\omega}_0 \cdot i_1 - \dot{\omega}_1 = 0; \quad \dot{\omega}_{20} - k \cdot \dot{\omega}_4 + (k-1) \cdot \dot{\omega}_1 = 0; \quad \dot{\omega}_{20} - \dot{\omega}_2 = 0, \quad \Psi = 1; \\ & \dot{\omega}_3 \cdot i_2 - \dot{\omega}_5 = 0; \quad \dot{\omega}_4 \cdot i_3 - \dot{\omega}_5 = 0; \quad \dot{\omega}_5 \cdot i_4 - \dot{\omega}_6 = 0; \quad \dot{\omega}_5 \cdot i_5 - \dot{\omega}_7 = 0; \\ & \dot{\omega}_6 - \dot{\omega}_8 = 0, \quad Y = 1; \quad \dot{\omega}_7 - \dot{\omega}_8 = 0, \quad Y = 0; \\ & \dot{\omega}_8 \cdot i_6 - \dot{\omega}_9 = 0; \quad \dot{\omega}_8 \cdot i_6 - \dot{\omega}_{10} = 0; \end{aligned} \quad (2.15)$$

5) силові параметри трансмісії:

$$\begin{aligned}
& M_{0b} \cdot \eta_1^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{0b})} + i_1 \cdot M_{1a} = 0; \quad M_{20a} \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{20a})} + M_{4a} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4a})} + M_{1b} = 0; \\
& M_{20a} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{20a})} + M_{4a} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4a})} = 0; \quad M_{20b} + M_{2a} = 0, \quad \Psi = 1; \\
& M_{20b} = M_{2a} = 0, \quad \Psi = 0; \quad M_{3b} \cdot \eta_2^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{5a} = 0; \\
& M_{4b} \cdot \eta_3^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_3 \cdot M_{5b} = 0; \quad M_{5c} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5c})} + i_4 \cdot M_{6a} = 0; \\
& M_{6b} + M_{8a} = 0, \quad Y = 1; \quad M_{7b} = M_{8b} = 0, \quad Y = 1; \\
& M_{5d} \cdot \eta_5^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5d})} + i_5 \cdot M_{7a} = 0; \\
& M_{7b} + M_{8b} = 0, \quad Y = 0; \quad M_{6b} = M_{8a} = 0, \quad Y = 0; \\
& M_{8c} \cdot \eta_6^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{8c})} + i_6 \cdot M_{9a} = 0; \quad M_{8d} \cdot \eta_6^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{8d})} + i_6 \cdot M_{10a} = 0; \\
& M_{9b} = M_{9c} = M_{V1}; \quad M_{10b} = M_{10c} = M_{V2}; \quad M_{0a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{1b} = 0; \\
& M_{2a} + M_{2b} = 0; \quad M_{20a} + M_{20b} = 0; \quad M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\
& M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} + M_{5d} = 0; \quad M_{6a} + M_{6b} = 0; \quad M_{7a} + M_{7b} = 0; \\
& M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} + M_{8d} = 0; \quad M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} + M_{9d} \cdot \Omega = 0; \\
& M_{10a} + M_{10b} + M_{10c} + M_{10d} \cdot \Omega = 0;
\end{aligned} \tag{2.16}$$

– ГОМТ №2 [180]:

1) співвідношення двигун-трансмісія:

$$\omega_0 = \omega_d; \tag{2.17}$$

2) моменти втрат в гідравлічних машинах:

$$\begin{aligned}
& e_1(t) \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_0 + q_1 \cdot \omega_0 \cdot \dot{e}_1(t) - e_2(t) \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_1 - q_2 \cdot \omega_1 \cdot \dot{e}_2(t) = \\
& = \left(\frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (|\omega_0| + |\omega_1|) \right) \cdot \Delta \dot{P} + \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot \left(\frac{d}{dt} |\omega_0| + \frac{d}{dt} |\omega_1| \right) \cdot \Delta P + \\
& + \gamma \cdot \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_0|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_1|) \right) \cdot \Delta \dot{P} + \\
& + \gamma \cdot \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_0| + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_1| \right) \cdot \Delta P;
\end{aligned} \tag{2.18}$$

3) загальні втрати робочої рідини в гідронасосі та гідромоторі:

$$\begin{aligned}
 M_{0b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P &= -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_0); \\
 \Delta M_1 &= q_1 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_0| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_1^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_0| \cdot D_{q1})} \cdot \Delta P + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_0| \cdot D_{q1})} \right]; \\
 D_{q1} &= \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_1}; \quad M_{1a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_1); \\
 \Delta M_2 &= q_2 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_1| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_2^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_1| \cdot D_{q2})} \cdot \Delta P + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_1| \cdot D_{q2})} \right]; \\
 D_{q2} &= \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_2}; \quad M_{1b} + M_{2a} = 0, \quad \Psi = 1; \quad M_{1b} = M_{2a} = 0, \quad \Psi = 0;
 \end{aligned} \tag{2.19}$$

4) кінематичні параметри ГОМТ:

$$\begin{aligned}
 \dot{\omega}_1 - \dot{\omega}_2 &= 0, \quad \Psi = 1; \quad \dot{\omega}_2 \cdot i_1 - \dot{\omega}_3 = 0; \\
 \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_4 &= 0, \quad Y = 1; \quad \dot{\omega}_4 \cdot i_2 - \dot{\omega}_6 = 0; \\
 \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_5 &= 0, \quad Y = 0; \quad \dot{\omega}_5 \cdot i_3 - \dot{\omega}_6 = 0; \\
 \dot{\omega}_3 - k \cdot \dot{\omega}_6 + (k-1) \cdot \dot{\omega}_7 &= 0; \quad \dot{\omega}_7 \cdot i_4 - \dot{\omega}_8 = 0; \\
 \dot{\omega}_7 \cdot i_4 - \dot{\omega}_9 &= 0;
 \end{aligned} \tag{2.20}$$

5) силові параметри трансмісії:

$$\begin{aligned}
 M_{2b} \cdot \eta_1^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{2b})} + i_1 \cdot M_{3a} &= 0; \\
 M_{0c} + M_{4a} &= 0, \quad Y = 1; \quad M_{0d} = M_{5a} = 0, \quad Y = 1; \quad M_{4b} \cdot \eta_2^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{6a} = 0; \\
 M_{0d} + M_{5a} &= 0, \quad Y = 0; \quad M_{0c} = M_{4a} = 0, \quad Y = 0; \quad M_{5b} \cdot \eta_3^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5b})} + i_3 \cdot M_{6b} = 0; \\
 M_{3b} \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{3b})} + M_{6c} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{6c})} + M_{7a} &= 0; \\
 M_{3b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{3b})} + M_{6c} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{6c})} &= 0; \\
 M_{7b} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{7b})} + i_4 \cdot M_{8a} &= 0; \quad M_{7c} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{7c})} + i_4 \cdot M_{9a} = 0; \\
 M_{8b} = M_{8c} = M_{v1}; \quad M_{8b} = M_{9c} = M_{v2}; \quad M_{0a} + M_{0b} + M_{0c} + M_{0d} &= 0; \\
 M_{1a} + M_{1b} &= 0; \quad M_{2a} + M_{2b} = 0; \\
 M_{3a} + M_{3b} &= 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\
 M_{5a} + M_{5b} &= 0; \quad M_{6a} + M_{6b} + M_{6c} = 0; \\
 M_{7a} + M_{7b} + M_{7c} &= 0; \quad M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} + M_{8d} \cdot \Omega = 0; \\
 M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} + M_{9d} \cdot \Omega &= 0,
 \end{aligned} \tag{2.21}$$

де $\dot{\omega}_i$ – кутове уповільнення ланки;

Ψ – 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);

Ω – коефіцієнт, що характеризує стан гальмівних механізмів ($\Omega=1$ – гальмівні механізми увімкнені; $\Omega=0$ – гальмівні механізми вимкнені).

При кінематичному від'єднанні двигуна від коліс в процесі гальмування шахтного дизелевоза гальмівний момент на колесах утворюють M_{9d} , M_{10d} (рис. 2.8) для ГОМТ № 1 та M_{8d} , M_{9d} (рис. 2.9) для ГОМТ №2. Оскільки розглядається плоска, а не просторова модель, то кожен з вище зазначених гальмівних моментів діє не на колесо, а на вісь. На кожне колесо осі припадає $\frac{1}{2}$ від загального значення. Крім того, враховуючи специфіку використаного підходу до опису динаміки ГОМТ, в процесі моделювання необхідно враховувати знак кутової швидкості ланки, на яку діє гальмівний момент. Гальмівний момент завжди спрямований проти обертання гальмівної ланки і виробляє негативну роботу [90].

В процесі гальмування кутова швидкість коліс знаходиться з наступних виразів:

– ГОМТ №1:

$$\begin{aligned} J_1 \cdot \dot{\omega}_9 &= M_{x1} - M_{f1} - (M_{9b} + M_{9c}) = M_{x1} - M_{f1} - 2 \cdot M_{V1}; \\ J_2 \cdot \dot{\omega}_{10} &= M_{x2} - M_{f2} - (M_{10b} + M_{10c}) = M_{x2} - M_{f2} - 2 \cdot M_{V2}; \end{aligned} \quad (2.22)$$

– ГОМТ №2:

$$\begin{aligned} J_1 \cdot \dot{\omega}_8 &= M_{x1} - M_{f1} - (M_{8b} + M_{8c}) = M_{x1} - M_{f1} - 2 \cdot M_{v1}; \\ J_2 \cdot \dot{\omega}_9 &= M_{x2} - M_{f2} - (M_{9b} + M_{9c}) = M_{x2} - M_{f2} - 2 \cdot M_{v2}, \end{aligned} \quad (2.23)$$

де J_{axis} – моменти інерції, пов'язаних з осями, мас, що обертаються;

ω_{axis*} – кутова швидкість коліс осі (ГОМТ №1: $\omega_{1*} = \omega_9$, $\omega_{2*} = \omega_{10}$; ГОМТ №2: $\omega_{1*} = \omega_8$, $\omega_{2*} = \omega_9$);

M_{xaxis} – момент, що створюється реакцією в подовжній площині коліс осі;

M_{faxis} – момент опору коченню коліс осі [101].

Момент, що створюється реакцією в подовжній площині коліс осі:

$$M_{xaxis} = R_{zaxis} \cdot \varphi_{axis} \cdot r, \quad (2.24)$$

де R_{zaxis} – сумарна нормальна реакція в контакті коліс осі шахтного дизельовоза з рейкою;

φ_{axis} – коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою.

Зчіпні властивості колеса в подовжньому напрямку оцінюються за допомогою коефіцієнта зчеплення [153]:

$$\varphi_{axis} = f(S_{axis}), \quad (2.25)$$

де S_{axis} – відносне ковзання коліс осі.

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

Відносне ковзання коліс осі визначається з наступного виразу:

$$S_{axis} = \frac{V - \omega_{axis*} \cdot r}{V}, \quad (2.26)$$

де V – швидкість руху дизельовоза.

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

$$\omega_{axis*} = \omega_{axis*0} - \omega_{axis*} \cdot \int_0^t \dot{\omega}_{axis*} dt, \quad (2.27)$$

де ω_{axis*0} – початкове значення кутової швидкості колеса;

t – час гальмування.

Враховуючи специфіку руху шахтних дизелевозів, розглянемо декілька варіантів їх гальмування: на спуску (рис. 2.12), на рівній поверхні (рис. 2.13), на підйомі (рис. 2.14).

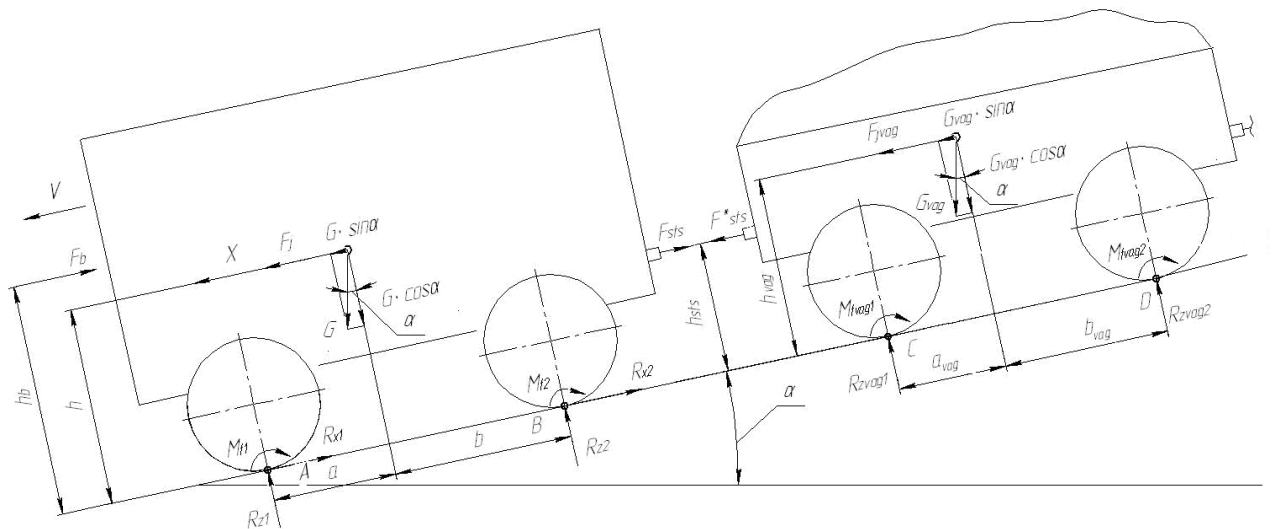


Рисунок 2.12 – Розрахункова схема шахтного дизелевоза з вагонетками в процесі гальмування на спуску

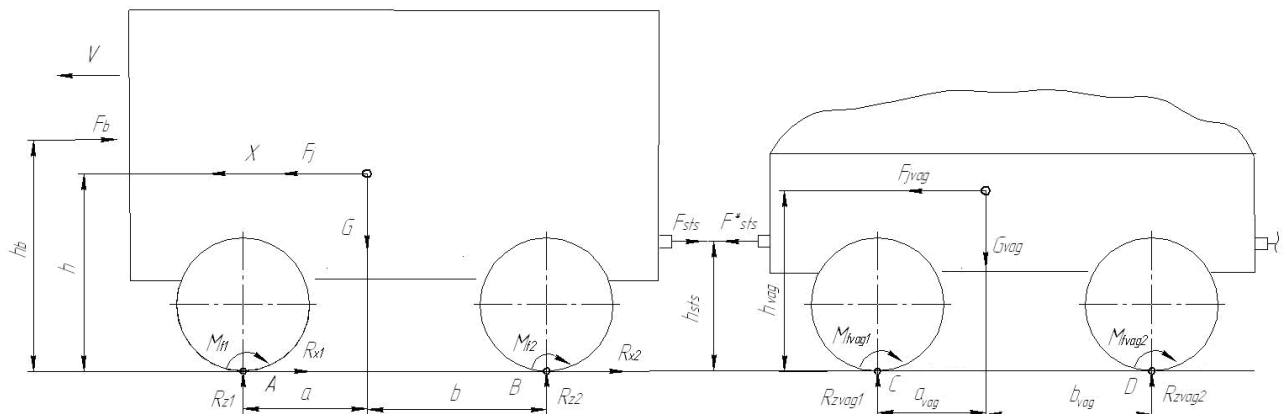


Рисунок 2.13 – Розрахункова схема шахтного дизелевоза з вагонетками в процесі гальмування на рівній поверхні

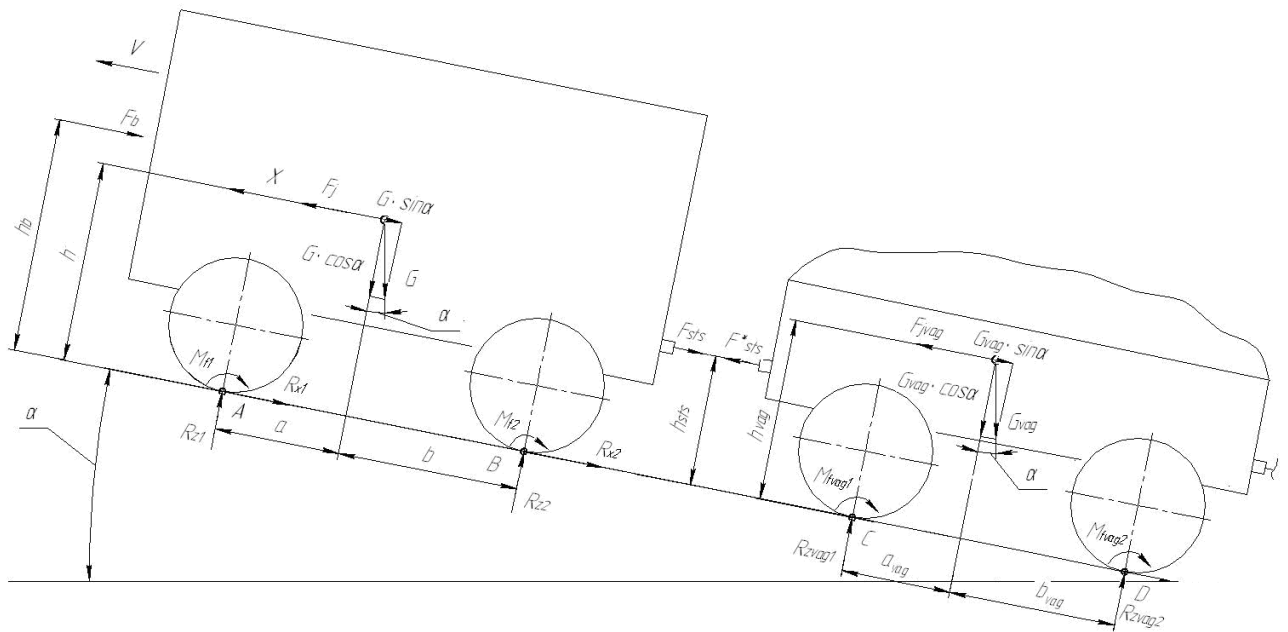


Рисунок 2.14 – Розрахункова схема шахтного дизельовоза з вагонетками в процесі гальмування на підйомі

Особливу увагу в процесі гальмування слід приділити силам F_{sts} , F_{sts}^* та напрямкам їх дії (на рис. 2.12 – 2.14 наведено класичний напрямок дії F_{sts} та F_{sts}^*). Оскільки вагонетки не мають власної гальмівної системи, то при гальмуванні вони будуть «набігати» на локомотив. Саме тому реальний напрям дії сили F_{sts} буде, протилежний, зображеному на рис. 2.12 – 2.14 (сила F_{sts}^* матиме також протилежний напрямок). Передня вісь дизельовозів буде завжди довантажуватися, а задня навпаки – розвантажуватися.

Відмінність розрахункових схем, наведених на рис. 2.12 – 2.14 полягає в наявності штовхаючих сил ($G \cdot \sin \alpha$, $G_{vag} \cdot \sin \alpha$ (рис. 2.12)) та сил опору підйому ($G \cdot \sin \alpha$, $G_{vag} \cdot \sin \alpha$ (рис. 2.14)).

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

- на передню вісь:

$$R_{z1} = \frac{G \cdot b \cdot \cos \alpha - F_b \cdot h_b + F_j \cdot h + G \cdot h \cdot \sin \alpha - F_{sts} \cdot h_{sts} - G \cdot f \cdot r \cdot \cos \alpha}{a + b}; \quad (2.28)$$

• на задню вісь:

$$R_{zi2} = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha + F_b \cdot h_b - F_j \cdot h - G \cdot h \cdot \sin \alpha + F_{sts} \cdot h_{sts} + G \cdot f \cdot r \cdot \cos \alpha}{a + b}, \quad (2.29)$$

де a, b, h – координати центру мас шахтного дизелевоза;

α – кут підйому або спуску («+» – для спуску, «-» – для підйому);

F_b – сила опору повітря [152];

h_b – відстань від опорної поверхні до сили опору повітря;

F_j – сила інерції;

F_{sts} – сила тяги;

h_{sts} – відстань від рейки до сили тяги.

Сила інерції шахтного дизелевоза при гальмуванні визначається з виразу:

$$F_j = -\frac{G \cdot \ddot{X}}{g}, \quad (2.30)$$

де $\ddot{X}$ – прискорення шахтного дизелевоза щодо координатної осі X ;

g – прискорення вільного падіння.

Прискорення дизелевоза:

$$\ddot{X} = f(F_\tau), \quad (2.31)$$

де F_τ – сили, що діють на дизелевоз в процесі гальмування.

Швидкість руху шахтного дизелевоза:

$$V = V_o - \int_0^t \ddot{X} dt, \quad (2.32)$$

де V_o – початкова швидкість руху шахтного дизелевоза.

Штовхаюча сила з боку вагонеток на дизелевоз визначається з наступного виразу (напрями дії F_{sts} та F_{sts}^* відповідають рис. 3.10 – 3.11):

$$F_{sts}^* = F_{sts} = -\left(F_{jvag} + G_{vag} \cdot \sin \alpha - G_{vag} \cdot f \cdot \cos \alpha\right) \cdot n, \quad (2.33)$$

де F_{jvag} – сила інерції вагонетки;

G_{vag} – вага вагонетки;

n – кількість вагонеток.

Сила інерції вагонетки шахтного дизелевоза при гальмуванні визначається з виразу:

$$F_{jvag} = -\frac{G_{vag} \cdot \ddot{X}}{g}. \quad (2.34)$$

В процесі математичного моделювання гальмування досліджувані параметри з виразів (2.11) – (2.34) знаходяться наступним чином:

- швидкість руху дизелевоза з виразу (2.32);
- прискорення дизелевоза з виразу (2.31);
- коефіцієнт зчеплення з виразу (2.25), відносно ковзання коліс з виразу (2.26), кутові швидкості коліс ще не відомі;
- сумарні нормальні реакції з виразів (2.28), (2.29), сила інерції шахтного дизелевоза з виразу (2.30), штовхаюча сила з боку вагонеток на дизелевоз з виразу (2.33), сила інерції вагонетки з виразу (2.34).

Наступний ланцюжок взаємодій пов'язаний лише з елементами трансмісії. Головна мета – знаходження кутових швидкостей коліс, які ще досі не відомі.

- кутові швидкості коліс знаходяться з виразу (2.27);
- кутові уповільнення коліс з виразів (2.11) – (2.21);
- моменти на колесах $M_{9b}, M_{9c}, M_{10b}, M_{10c}$ – для ГОМТ № 1 та $M_{8b}, M_{8c}, M_{9b}, M_{9c}$ – для ГОМТ № 2 з виразів (2.22), (2.23);

- момент, що створюється реакцією в подовжній площині коліс осі з виразу (2.24).

Складена математична модель 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 в різних умовах експлуатації дизелевозів.

2.3 Експериментальне обґрунтування доцільності використання розглянутої математичної моделі процесу гальмування

Теоретичне використання математичних моделей допускається лише за умови доведення їх адекватності.

Складовою частиною загальної математичної моделі процесу гальмування шахтних дизелевозів, наведеної вище, є модель двигуна внутрішнього згоряння та опису рівняння руху колінчастого валу, яка знайшла широке використання в роботах [25, 88, 53, 67, 74, 119]. Математична модель дизельного двигуна в безрозмірних величинах, з урахуванням його завантаження і подачі палива, легка в використанні, оскільки потребує в якості початкових параметрів лише ті дані, що наведені в технічній характеристиці двигуна. Що стосується її адекватності, то вона була перевірена неодноразово і доведена в роботах [25, 88, 53, 67, 74, 119] як для випадку розгону, так і гальмування самохідних машин.

Підхід щодо опису дії зовнішніх сил на шахтний дизелевоз та особливостей взаємодії коліс з опорною поверхнею (рейкою), який використано в даній роботі, відомий ще з 70-х років XX сторіччя і широко використовується при описі динаміки самохідних машин [56, 152, 157].

Найбільшою проблемою на даний момент залишається питання зчеплення «колесо-рейка». Вищенаведена модель процесу гальмування буде працездатною лише за умови встановлення залежності $\varphi_{axis} = f(S_{axis})$.

В дисертаційній роботі Тарана І.О. [153] наведені експериментальні залежності коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання при різному фрикційному стані поверхні рейки (рис. 2.15), проте відсутній їх математичний опис.

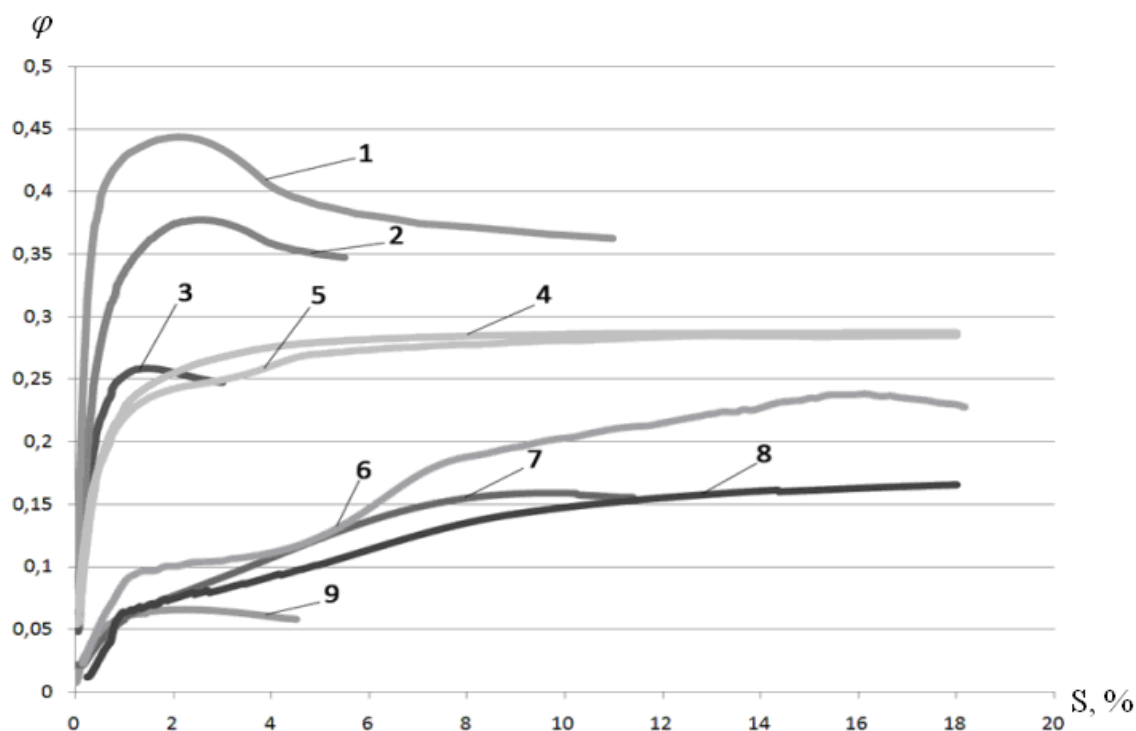


Рисунок 2.15 – Експериментальні залежності коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання при різному фрикційному стані поверхні рейки [153]:
 1 – рейку вкрито тонким шаром вугільного пилу; 2 – рейку вкрито тонким шаром породного пилу; 3 – рейка чиста, суха; 4 – рейку вкрито товстим шаром породного пилу; 5 – рейку вкрито товстим шаром вугільного пилу; 6 – рейку вкрито водою; 7 – рейку вкрито вологою вугільно-породною сумішшю; 8 – рейку вкрито обводненою вугільно-породною сумішшю; 9 – рейку покрито моторним маслом.

З літератури [23] відомі апроксимуючі функції для опису $\varphi - S$ діаграм. В запропонованих моделях Расеїка (відома як «магічна формула»), Burckhardt, Wei-En Ting та Jung-Shan Lin [165, 167, 173] пропонується за рахунок

варіювання різноманітних коефіцієнтів встановити теоретичну залежність максимально наближену до експериментальної для різних дорожніх умов.

В зв'язку з тим, що в процесі гальмування відносне ковзання змінюється в достатньо широких межах, перевищуючи 10%, то залежність №4 з рис. 2.15 найбільш підходить для використання при моделюванні процесу гальмування, як така, що характеризується максимальним значенням коефіцієнта зчеплення із залишених залежностей та відтворює достатньо повну картину зміни φ .

Математичний опис зміни коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання для умови «рейку вкрито товстим шаром породного пилу» представимо в наступному вигляді (рис. 2.16) [180]:

$$\varphi(S) = \left[C_1 \cdot (1 - C_2^{-C_3 \cdot S}) - C_4 \cdot S \right] \cdot C_2^{C_5 \cdot S \cdot C_6}, \quad (2.35)$$

де $C_1 \dots C_6$ – коефіцієнти, що встановлені шляхом теоретичного дослідження, $C_1 = 0,28$, $C_2 = 3,74$, $C_3 = 83,708$, $C_4 = 0,1204$, $C_5 = 0,04$, $C_6 = 10,0$.

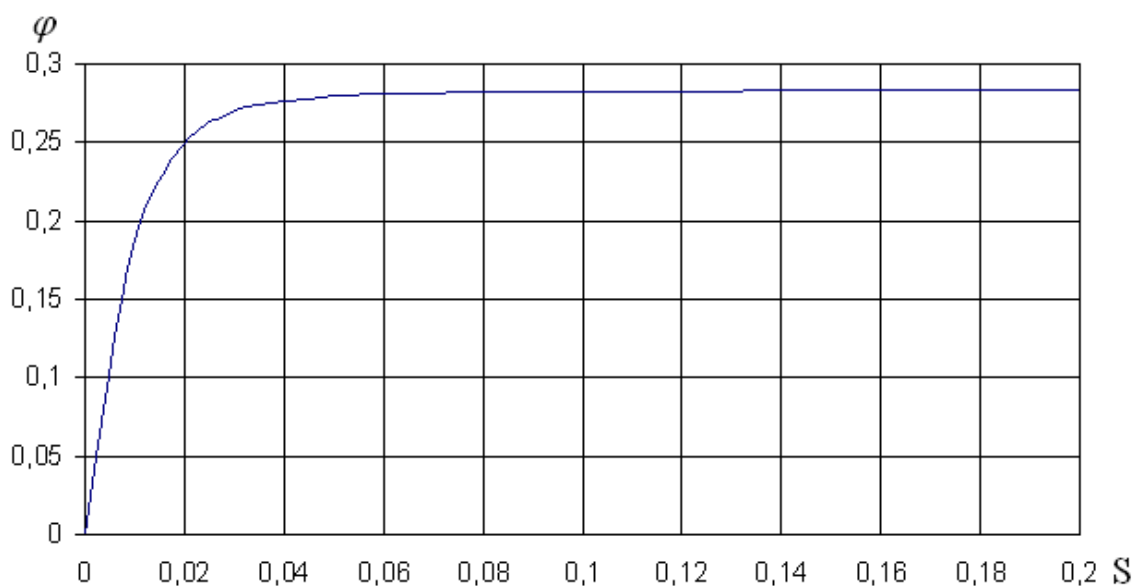


Рисунок 2.15 – Теоретична залежність коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання для умови «рейку вкрито товстим шаром породного пилу»

Теоретична залежність коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання для умови «рейку вкрито товстим шаром породного пилу» (рис. 2.15) на 98% співпадає з експериментальною залежністю №4 з рис. 2.14.

В першому розділі дисертаційної роботи було наведено переваги ГОМТ над іншими типами трансмісій, а також області їх застосування. Незважаючи на таку широку їх розповсюдженість, лише з 2014 року почали з'являтися наукові праці, де представлені результати експериментальних досліджень ГОМТ різноманітного схемного виконання як в лабораторних умовах так і у складі тракторів при різноманітних навантаженнях, при роботі як у гальмівному режимі, так і при розгоні [24, 26, 27, 29, 54, 68, 102, 166, 176].

Головний центр з розробки та створення безступінчатих ГОМТ для самохідних машин знаходиться на кафедрі автомобіле- і тракторобудування Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», керівником якого є д.т.н., проф. Самородов В.Б.

В роботі [167] наведені результати комплексного дослідження в лабораторних умовах ГОМТ з диференціалом на вході та диференціалом на виході в процесі гальмування. Експериментальні установки зображені на рис. 2.16 – 2.19 [25, с. 190 – 192].

Встановлено, що найбільша похибка не перевищує 5,9% при визначенні максимального перепаду робочого тиску в ГОП, 1,1% – для кутової швидкості валу гідронасоса, 2,7% – для кутової швидкості валу гідромотора, що говорить про адекватність використаних моделей ГОМТ в роботі [25].

Базуючись на рекомендаціях, які були сформульовані в роботі [25], складено математичні моделі, що описують ГОМТ №1 та ГОМТ №2 для шахтних дизелевозів – вирази (2.12 – 2.16), (2.17 – 2.21).

Наявність таких значних розбіжностей між теоретичними та експериментальними даними (до 5,9%) при моделюванні гальмування за допомогою ГОМТ пояснюється наявністю лише однієї ітерації при визначенні основних параметрів трансмісії.

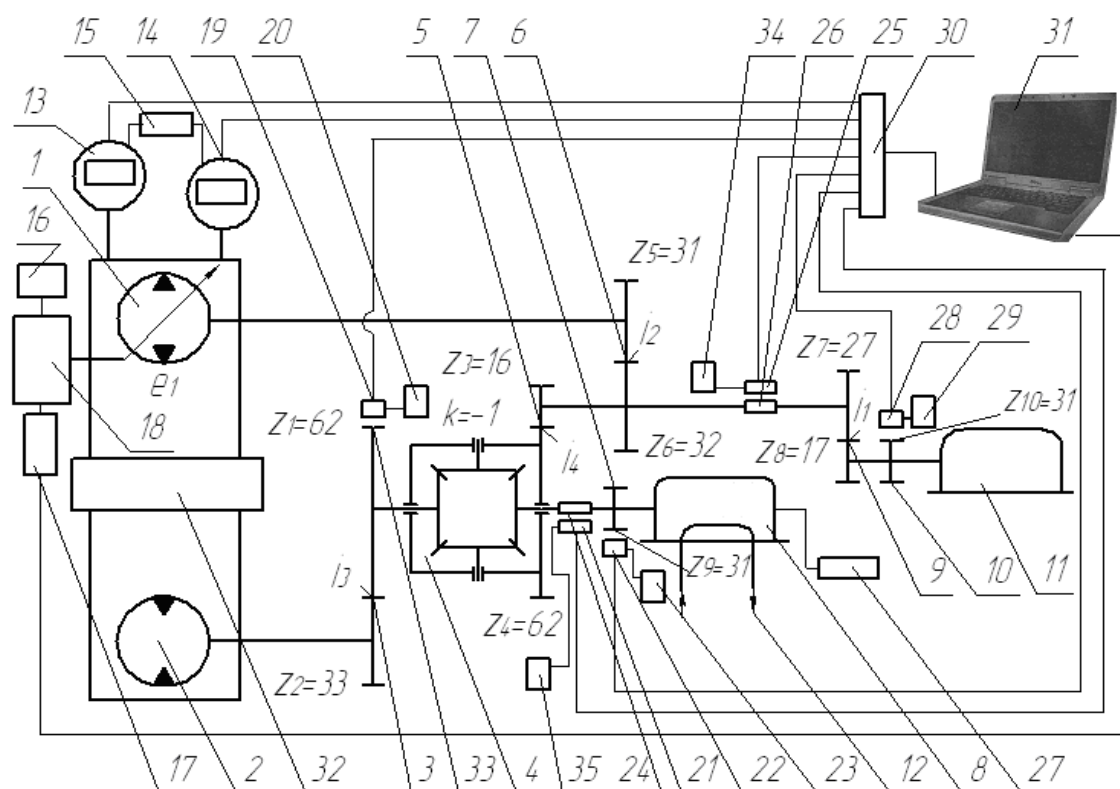


Рисунок 2.16 – Схема стенду ГОМТ з диференціалом на виході [25]:

1 – регульований гідронасос; 2 – нерегульований гідромотор; 3, 5, 6, 9 – редуктор; 4 – планетарний ряд; 7, 10, 33 – зубчастий венець для індуктивного датчика частоти обертання; 8 – порошковий гальмівний механізм; 11 – асинхронний електродвигун; 12 – система охолодження порошкового гальмівного механізму; 13, 14 – датчик надлишкового тиску; 15 – джерело живлення датчиків надлишкового тиску (36 В); 16 – джерело живлення крокового двигуна (40 В); 17 – драйвер крокового двигуна; 18 – кроковий двигун; 19, 22, 28 – індуктивний датчик частоти обертання; 20, 23 – джерело живлення індуктивного датчика частоти обертання (12 В); 21, 25 – блок прийому по радіоканалу, обробки та цифро-аналогового перетворення сигналів з тензомоста; 24, 26 – блок підсилення сигналів тензомоста, аналого-цифрового перетворення та передачі по радіоканалу; 27 – джерело живлення порошкового гальмівного механізму; 29 – джерело живлення індуктивного датчика частоти обертання (5 В); 30 – аналого-цифровий перетворювач; 31 – ноутбук; 32 – система охолодження мастила в ГОП; 34, 35 – джерело живлення блоку прийому по радіоканалу, обробки та цифро-аналогового перетворення сигналів з тензомоста (5 В)

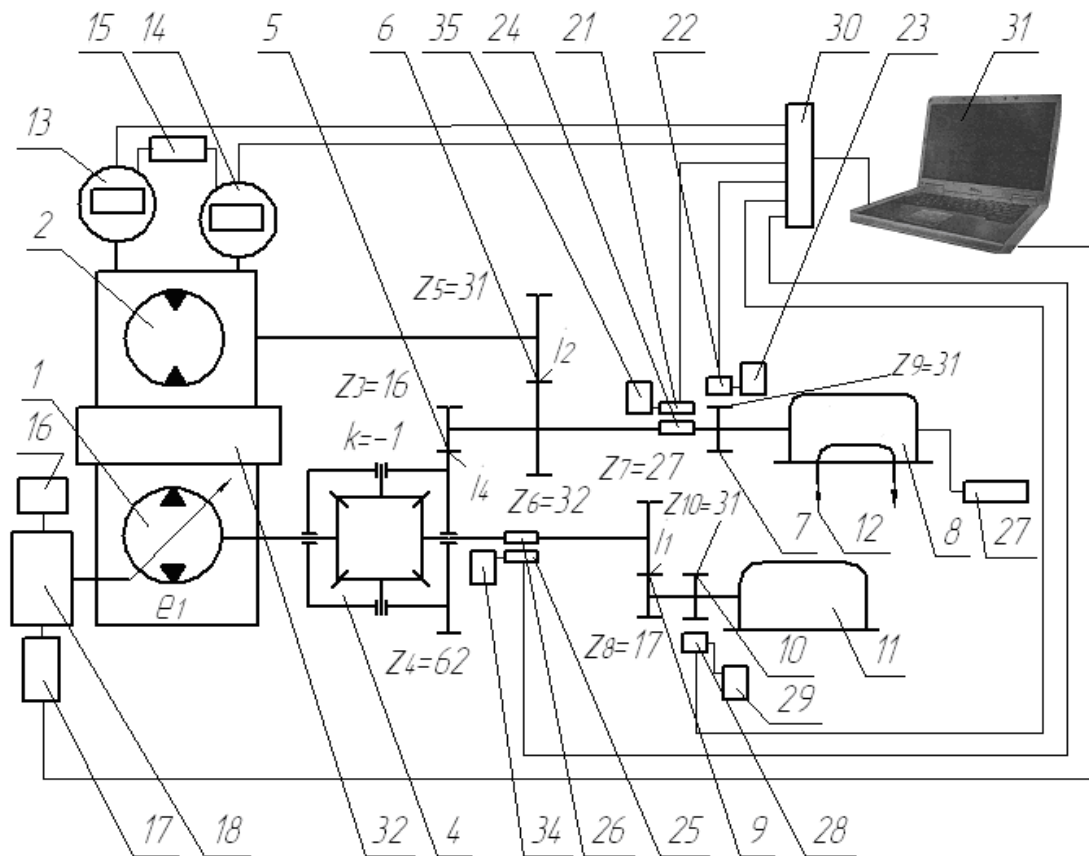


Рисунок 2.17 – Схема стану ГОМТ з диференціалом на вході
(позначення аналогічні рис. 2.16) [25]

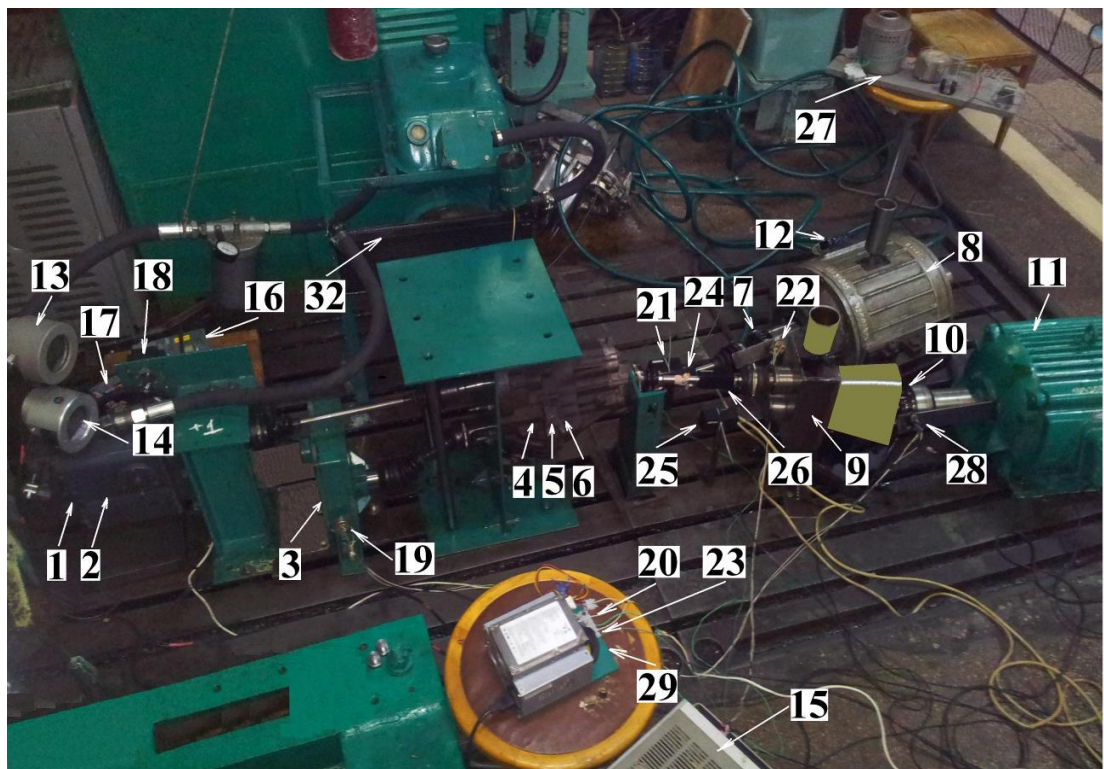


Рисунок 2.18 – Загальний вигляд стану ГОМТ з диференціалом на виході
(позначення аналогічні рис. 2.16) [25]

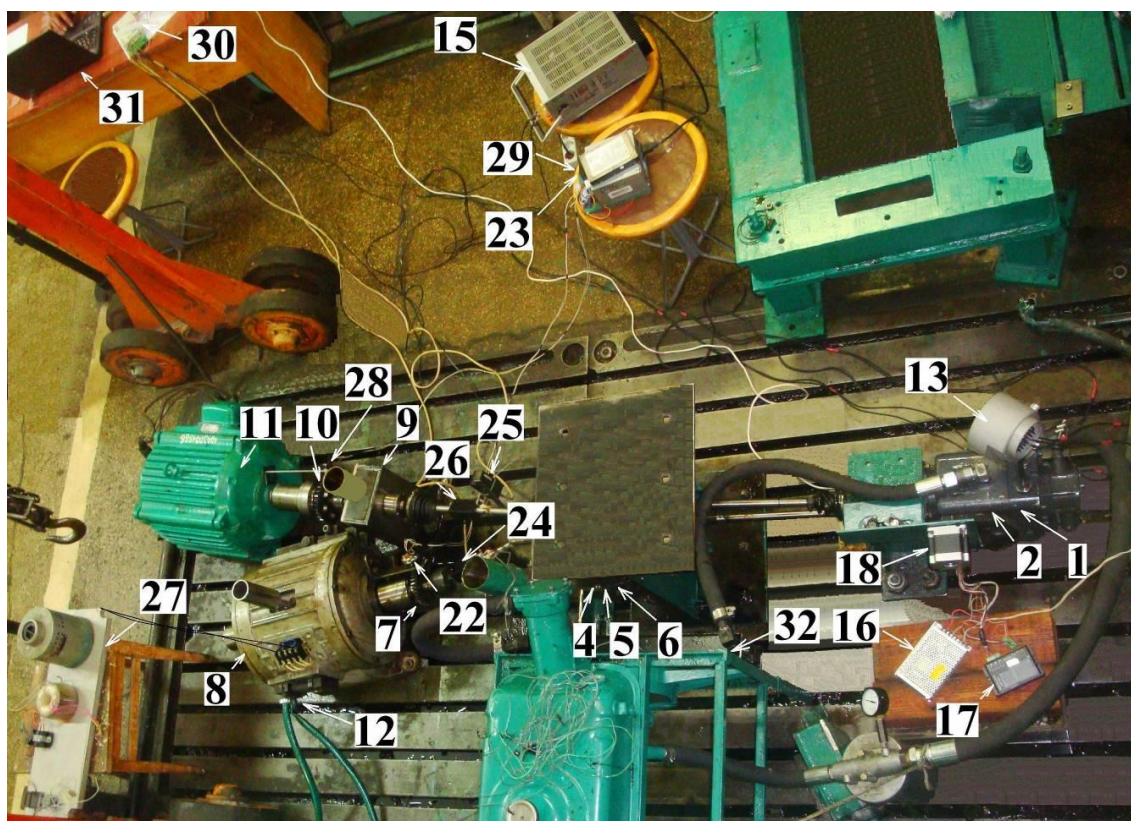


Рисунок 2.19 – Загальний вигляд стану ГОМТ з диференціалом на вході (позначення аналогічні рис. 2.16) [25]

Висновки за розділом

1. В процесі статичного аналізу ГОМТ №1 та ГОМТ №2 встановлені:

– наступні переваги ГОМТ №1:

- максимальна швидкість руху шахтних дизелевозів на транспортному діапазоні при використанні ГОМТ №1 на 2,0% вище, ніж при використанні ГОМТ №2;
- максимальне значення кутової швидкості валу гідромотора ГОМТ №1 в 1,8 рази менше, ніж у ГОМТ №2 при русі на тяговому діапазоні та в 4,5 рази на транспортному;
- відсутність циркуляції потужності (у замкнутому контурі ГОМТ №2 при русі шахтного дизелевоза від нульової швидкості до швидкості, що відповідає значенню $e_1=0,1$, спостерігається циркуляція потужності із перевантаженням механічної гілки трансмісії);

– наступні переваги ГОМТ №2:

- максимальне значення ККД ГОМТ №1 на 2,0% менше, ніж у ГОМТ №2 при русі на тяговому діапазоні та на 5,1% менше при русі на транспортному діапазоні;
- максимальний перепад робочого тиску в ГОП ГОМТ №1 в 2,9 рази більше, ніж у ГОМТ №2 при русі на тяговому діапазоні та в 3,7 рази більше при русі на транспортному діапазоні;
- максимальне значення кутової швидкості валу гідронасоса ГОМТ №1 в 1,6 рази більше, ніж у ГОМТ №2 як при русі на тяговому так і на транспортному діапазонах.

Як видно з аналізу, кожна трансмісія має свої переваги та недоліки. Саме тому обидві ГОМТ і будуть використовуватися при дослідженні процесу гальмування шахтних дизелевозів.

2. Розроблена математична модель 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 в різних умовах експлуатації дизелевозів.

3. Базуючись на дослідженні відомих публікацій, що присвячені експериментальному дослідженню процесів в ГОМТ, а також роботі самохідних машин, складовою яких є ГОМТ, можна з впевненістю стверджувати, про адекватність і розробленої математичної моделі процесу гальмування шахтних дизелевозів, оскільки достовірність всіх її складових неодноразово доведена.

РОЗДІЛ 3

ОСНОВНІ ЗАКОНОМІРНОСТІ РОЗПОДІЛУ КІНЕМАТИЧНИХ, СИЛОВИХ
ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ
ТРАНСМІСІЙ ШАХТНИХ ДИЗЕЛЕВОЗІВ В ПРОЦЕСІ ГАЛЬМУВАННЯ3.1 Обґрунтування можливих способів реалізації гальмування шахтного
дизелевоза з гідрооб'ємно-механічною трансмісією

Розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ в 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 (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: 8 та 2 завантажених вагонетки);
- кута підйому та спуску (еквівалентні 50 ‰);
- способу реалізації процесу гальмування.

Виконаємо моделювання процесу гальмування з використанням наступних способів реалізації [147, 148, 177, 180] :

1. При кінематичному від'єднанні двигуна від коліс (в подальшому даний спосіб реалізації будемо позначати №1) при максимально можливих гальмівних моментах на колесах та 2-х різноманітних законах зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$. Перший закон $e_1(t)$, $e_2(t)$ буде характеризуватися зміною параметрів регулювання гідромашин ГОП відповідно зміні дійсної швидкості руху дизелевоза та

позначатися як $e_{1_1Vnom}(t)$, $e_{2_1Vnom}(t)$, при другому законі параметри регулювання ГОП протягом всього процесу гальмування залишаються незмінними і відповідають тому значенню, яке вони мали на початку гальмування – $e_{1_1Vmax}(t)$, $e_{2_1Vmax}(t)$.

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

В дисертації не стоїть задача дослідження впливу часу досягнення максимально можливих гальмівних моментах на колесах t_{gmax} на зміну кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ, яка була вирішена в роботі [25], тому потреби в розгляданні декількох варіантів t_{gmax} немає. Для вирішення поставлених в роботі задач приймемо одне значення $t_{gmax}=5$ секунд для всіх варіантів процесу гальмування при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс.

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), водій ще має можливість перервати гальмування без завдання шкоди ГОМТ.

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), гальмівні механізми утворюють момент, рівний 0;
- зниження швидкості за рахунок гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (спосіб реалізації №4). Параметри регулювання ГОП протягом всього процесу гальмування залишаються незмінними і відповідають тому значенню, яке вони мали на початку гальмування – $e_{1_4Vmax}(t)$, $e_{2_4Vmax}(t)$.

Оскільки гальмування зі збереженням кінематичного зв'язку коліс з двигуном, як правило, є службовим (в роботі [25] доведено, що воно повинно бути при наявності ГОМТ лише таким), задля дослідження впливу початкової швидкості гальмування та сили тяги шахтного дизелевоза на розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ, розглянемо закони $e_1(t)$, $e_2(t)$, при яких зміна e_1 та e_2 від значень, що відповідають початковій швидкості гальмування до значень e_1 та e_2 , що відповідають нульовій швидкості руху дизелевоза, становить 100,0 секунд (виняток – спосіб реалізації процесу гальмування №4, де параметри регулювання ГОП протягом всього процесу залишаються незмінними і відповідають тому значенню, яке вони мали на початку гальмування – $e_{1_4V_{max}}(t)$, $e_{2_4V_{max}}(t)$). Час зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ обраний саме таким, оскільки розглядається службове гальмування і необхідності в досягненні максимального уповільнення немає, спосіб реалізації процесу гальмування №3 не здатен забезпечити таке уповільнення, як спосіб №1, саме тому час гальмування приймаємо із запасом, тобто, 100 секунд повинно вистачити для зупинки дизелевоза будь-яким із способів, що розглядаються.

У разі задіяння гальмівної системи, час досягнення максимального гальмівного моменту приймається рівним також 100 секунд, тобто $t_{gmax} = t = 100$ секунд (виняток – спосіб реалізації процесу гальмування №3, де гальмівний момент дорівнює 0).

Обравши єдиний час процесу гальмування, легше буде визначити вплив того чи іншого фактору на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ.

При моделюванні процесу гальмування з використанням усіх вищезазначених способів, подача палива в двигун буде встановлюватися мінімальною.

Виконання кількісної оцінки впливу початкової швидкості гальмування та сили тяги 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, 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. 3.1.

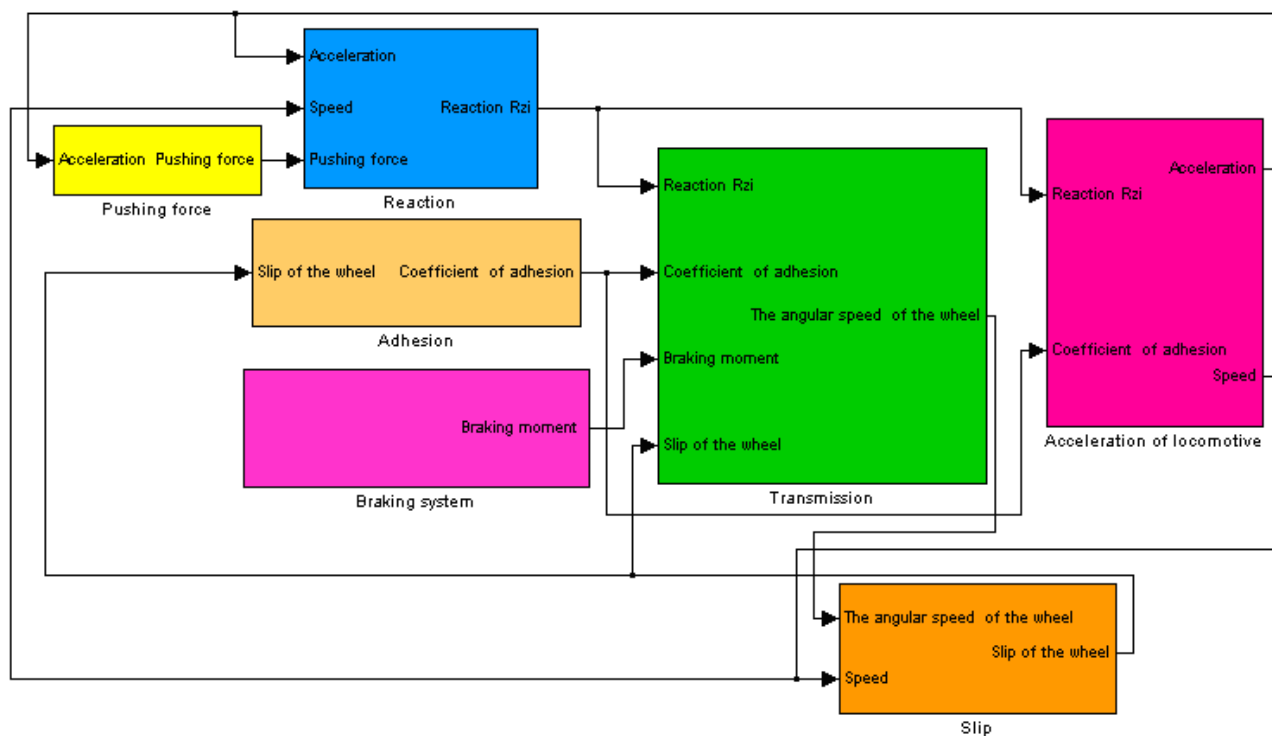


Рисунок 4.1 – Зовнішній вигляд програмної реалізації процесу гальмування дизелевоза

В процесі моделювання гальмування усіма чотирма способами реалізації досліджуються наступні параметри:

- максимальне значення перепаду робочого тиску в ГОП $|dP|_{max}$, яке не повинно перевищувати для гідромашин робочим об'ємом 90 см³ фірми «PSM-HYDRAYLIKS» 40,0 МПа;
- максимальне значення кутової швидкості валу гідронасоса ($|w_2|_{max}$ – ГОМТ №1, $|w_0|_{max}$ – ГОМТ №2) – не повинно перевищувати 460,0 рад/с;
- максимальне значення кутової швидкості валу гідромотора ($|w_3|_{max}$ – ГОМТ №1, $|w_1|_{max}$ – ГОМТ №2) – не повинно перевищувати 460,0 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 .

Кутові швидкості ланок трансмісії та перепад робочого тиску в ГОП мали наступні початкові значення:

– ГОМТ №1, транспортний діапазон:

• $V=20,24$ км/год, $w_1=210,0$ рад/с, $w_2=-61,2$ рад/с, $w_3=-102,9$ рад/с, $dP=11,85$ 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, $dP=19,6$ МПа, $e_1=0,36$, $e_2=1$;

– ГОМТ №1, тяговий діапазон:

• $V=10,02$ км/год, $w_1=210,0$ рад/с, $w_2=-53,3$ рад/с, $w_3=-105,8$ рад/с, $dP=13,55$ МПа, $e_1=1$, $e_2=0,4$;

• $V=5,01$ км/год, $w_1=210,0$ рад/с, $w_2=-195,9$ рад/с, $w_3=-53,05$ рад/с, $dP=21,0$ МПа, $e_1=0,384$, $e_2=1$;

– ГОМТ №2, транспортний діапазон:

• $V=17,96$ км/год, $w_0=210,0$ рад/с, $w_1=200,6$ рад/с, $dP = -6,26$ МПа, $e_1=1$, $e_2=1$;

• $V=8,98$ км/год, $w_0=210,0$ рад/с, $w_1=-127,7$ рад/с, $dP = -4,54$ МПа, $e_1=-0,58$, $e_2=1$;

– ГОМТ №2, тяговий діапазон:

• $V=10,55$ км/год, $w_0=210,0$ рад/с, $w_1=190,6$ рад/с, $dP = -13,24$ МПа, $e_1=1$, $e_2=1$;

- $V=5,28$ км/год, $w_0=210,0$ рад/с, $w_1=-2,23$ рад/с, $dP = -11,1$ МПа, $e_1=0,04$, $e_2=1$.

Незважаючи на те, що перепад робочого тиску в ГОП dP задається як початкові дані в математичній моделі процесу гальмування, програмна реалізація одразу його уточнює відповідно до умов експлуатації та з урахуванням способу реалізації процесу гальмування, саме тому значення dP , що подається, як початкове, буде відрізнятися 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.

В подальшому в роботі будуть аналізуватися тільки максимальні значення досліджуваних параметрів, оскільки саме вони характеризуються завантаженістю трансмісії.

3.2 Дослідження процесу гальмування шахтного дизелевоза з перспективною гідروоб'ємно-механічною трансмісією, що працює за схемою з диференціалом на вході

Результати комплексного дослідження процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ №1 наведені в табл. 3.1 – 3.4 (в табл. 3.1 розглядається гальмування при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс – спосіб №1; в табл. 3.2 – гальмування за рахунок ГОП та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами – спосіб №2; в табл. 3.3 – гальмування за рахунок ГОП при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами – спосіб №3; в табл. 3.4 – гальмування за рахунок гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами – спосіб №4).

Результати моделювання гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 та способом реалізації процесу гальмування №1 у вигляді графічних залежностей наведені на рис. 3.2 – 3.5.

Таблиця 3.1 – Спосіб реалізації процесу гальмування №1, ГОМТ №1

V_{max} , км/год	n	Спуск, +50 ‰ ($\alpha=2,862$)/ підйом, -50 ‰ ($\alpha=-2,862$)	$e_1(t)$	$e_2(t)$	Час досягнення максимального гальмівного моменту, t_{qmax} , с	$ dP _{max}$, МПа	$ w_2 _{max}$, рад/с	$ w_3 _{max}$, рад/с	$ w_{20} _{max}$, рад/с	$ N_{gk} _{max}$, кВт	$ N_{mk} _{max}$, кВт	Галь- мівний шлях S , м	Час гальму- вання, t , с
Транспортний діапазон													
20,24	2	50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	2,81	98,7	102,9	339,2	1,13	0	17,68	5,94
20,24	2	50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	0,80	61,2	102,9	339,2	1,02	0	17,69	5,94
20,24	2	-50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	2,81	98,7	102,9	339,2	1,12	0	15,34	5,09
20,24	2	-50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	0,80	61,2	102,9	339,2	1,02	0	15,34	5,09
10,12	2	50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	2,81	215,8	51,36	339,5	1,50	0	4,83	3,11
10,12	2	50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	1,45	200,5	51,36	339,5	1,44	0	4,83	3,11
10,12	2	-50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	2,81	213,6	51,36	339,5	1,48	0	4,26	2,70
10,12	2	-50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	1,46	200,5	51,36	339,5	1,44	0	4,26	2,70
Тяговий діапазон													
10,02	2	50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	2,60	98,69	105,8	339,2	1,24	0	4,74	3,08
10,02	2	50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	0,78	53,3	105,8	339,1	0,94	0	4,75	3,08
10,02	2	-50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	2,60	98,7	105,8	339,2	1,2	0	4,19	2,68
10,02	2	-50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	0,78	53,3	105,8	339,1	0,94	0	4,19	2,68
10,02	8	50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	2,60	98,7	106,0	339,1	1,25	0	43,53	30,72
10,02	8	50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	0,78	53,4	106,0	339,1	0,94	0	43,54	30,72
10,02	8	-50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	2,60	98,7	105,8	339,1	1,2	0	5,46	3,73
10,02	8	-50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	0,78	53,3	105,8	339,1	0,94	0	5,46	3,73
5,01	2	50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	3,53	231,1	53,1	339,1	1,55	0	1,39	1,68
5,01	2	50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	1,37	195,9	53,1	338,8	1,42	0	1,39	1,66
5,01	2	-50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	3,53	225,3	53,1	339,3	1,48	0	1,25	1,49
5,01	2	-50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	1,37	195,9	53,1	338,8	1,42	0	1,25	1,49
5,01	8	50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	3,54	231,9	53,4	338,8	1,55	0	11,05	15,41
5,01	8	50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	1,37	196,8	53,4	338,8	1,43	0	11,05	15,41
5,01	8	-50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	3,54	224,4	53,1	338,8	1,49	0	1,47	1,95
5,01	8	-50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	1,37	195,9	53,1	338,8	1,43	0	1,48	1,95

Таблиця 3.2 – Спосіб реалізації процесу гальмування №2, ГОМТ №1

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 гальму- вання, 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 працездатний.

Таблиця 3.3 – Спосіб реалізації процесу гальмування №3, ГОМТ №1

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 гальму- вання, t , с	Примітка
Транспортний діапазон										
20,24	2	50 ‰	50,3	420,2	102,9	28,7	13,2	508,5	100,0	8,02**
20,24	2	-50 ‰	0,98	120,2	102,9	1,76	0,7	164,0	57,0	
10,12	2	50 ‰	11,4	352,7	51,4	3,95	1,8	215,0	100,0	3,72**
10,12	2	-50 ‰	0,74	217,1	51,4	0,78	0,55	39,0	27,5	
Тяговий діапазон										
10,02	2	50 ‰	11,0	318,9	105,8	4,9	3,6	222,5	100,0	2,71**
10,02	2	-50 ‰	0,3	85,2	105,8	0,9	1,28	38,22	27,23	
10,02	8	50 ‰	дизелевоз не знижує швидкість							
10,02	8	-50 ‰	0,3	62,5	105,8	0,83	0,96	9,84	7,04	
5,01	2	50 ‰	4,0	303,9	53,1	1,8	0,45	98,03	100,0	1,46**
5,01	2	-50 ‰	0,2	202,9	53,1	0,54	1,0	9,44	13,46	
5,01	8	50 ‰	дизелевоз не знижує швидкість							
5,01	8	-50 ‰	0,2	197,7	53,05	0,53	1,0	2,46	3,51	

** – швидкість в км/год до якої відбувається гальмування.

Таблиця 3.4 – Спосіб реалізації процесу гальмування №4, ГОМТ №1

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 ‰	41,6	61,2	102,9	13,75	84,2	62,48	16,02	*
20,24	2	-50 ‰	41,7	61,2	102,9	13,76	84,3	57,73	15,2	*
10,12	2	50 ‰	102,2	200,5	51,5	32,77	35,65	30,3	15,42	*
10,12	2	-50 ‰	102,4	200,5	51,36	34,2	37,2	27,11	14,62	*
Тяговий діапазон										
10,02	2	50 ‰	37,1	53,3	105,8	9,5	75,1	33,8	17,25	
10,02	2	-50 ‰	36,9	53,3	105,5	9,9	78	29,73	16,45	
10,02	8	50 ‰	104,6	135,5	366,3	130,9	143,6	62,7	36,81	*
10,02	8	-50 ‰	18,9	53,3	105,5	8,5	68,8	9,84	7,04	
5,01	2	50 ‰	75,3	195,9	53,1	24,84	29	18,7	19	*
5,01	2	-50 ‰	61,7	195,9	53,1	25,2	29,5	9,44	13,45	*
5,01	8	50 ‰	95,1	199,4	54,3	31,0	33,9	25,85	25,79	*
5,01	8	-50 ‰	16,1	195,9	53,1	11,05	14,0	2,46	3,5	

* – варіант не працездатний.

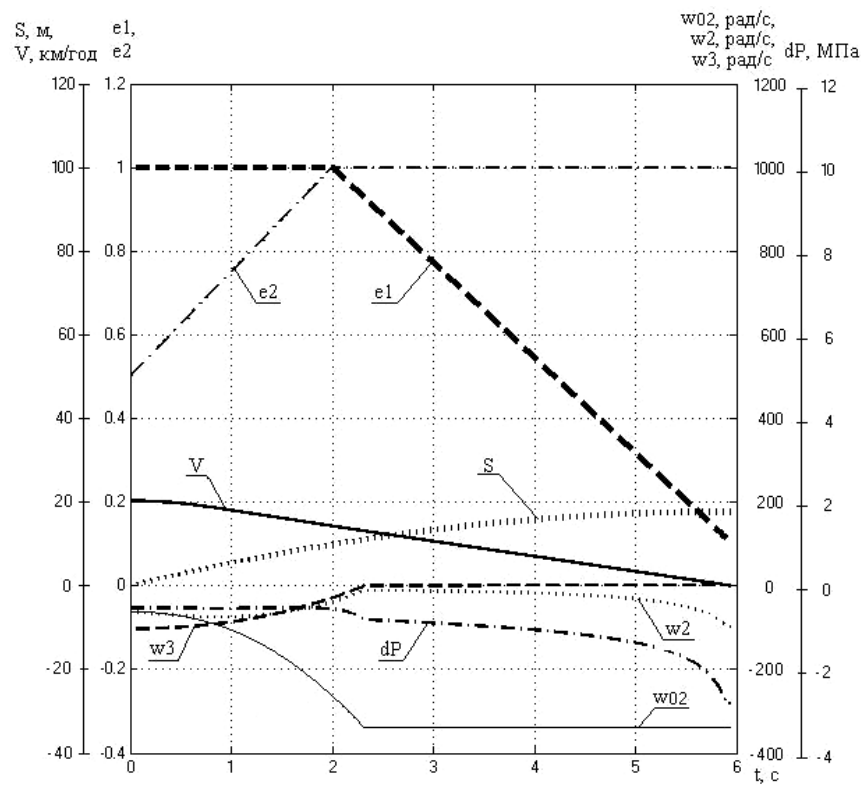


Рисунок 3.2 – Результати моделювання гальмування дизельовоза (схема ГОМТ №1, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №1, закони $e_1(t)$, $e_2(t) - e_{1_1Vnom}(t)$, $e_{2_1Vnom}(t)$, $V_{max} = 20,24$ км/год, $n=2$, спуск)

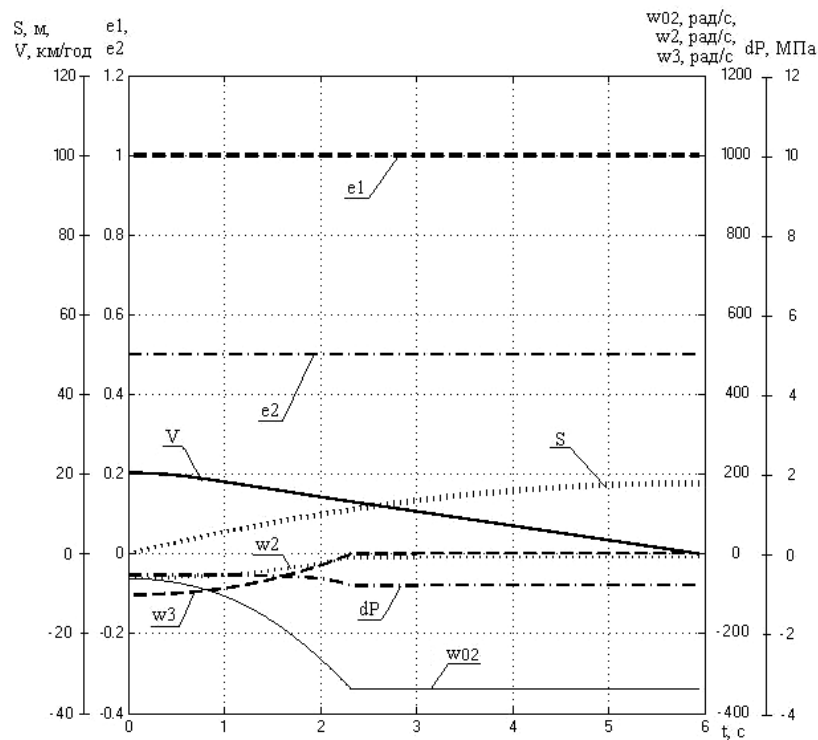


Рисунок 3.3 – Результати моделювання гальмування дизельовоза (схема ГОМТ №1, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №1, закони $e_1(t)$, $e_2(t) - e_{1_1Vmax}(t)$, $e_{2_1Vmax}(t)$, $V_{max} = 20,24$ км/год, $n=2$, спуск)

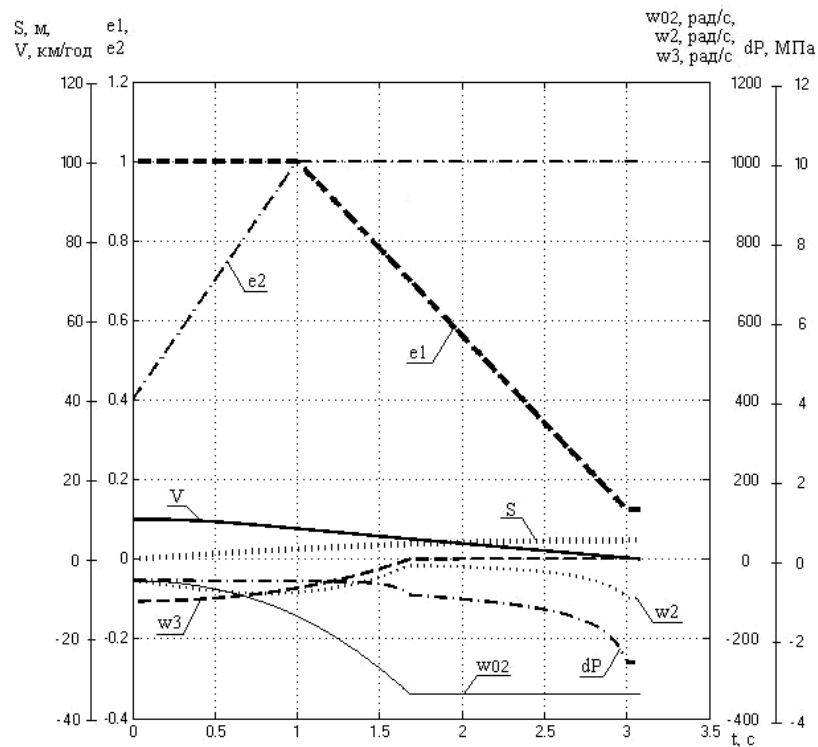


Рисунок 3.4 – Результати моделювання гальмування дизельовоза
(схема ГОМТ №1, тяговий діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №1,
закони $e_1(t)$, $e_2(t) - e_{1_1Vnom}(t)$, $e_{2_1Vnom}(t)$, $V_{max} = 10,02$ км/год, $n=2$, спуск)

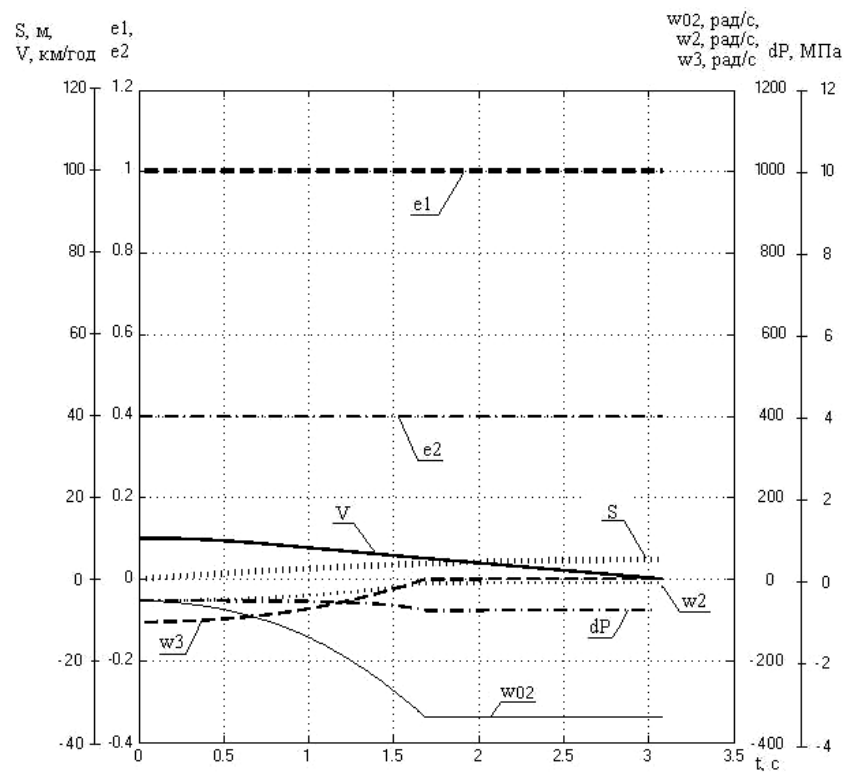


Рисунок 3.5 – Результати моделювання гальмування дизельовоза
(схема ГОМТ №1, тяговий діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №1,
закони $e_1(t)$, $e_2(t) - e_{1_1Vmax}(t)$, $e_{2_1Vmax}(t)$, $V_{max} = 10,02$ км/год, $n=2$, спуск)

В процесі теоретичного дослідження процесу гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс (спосіб реалізації процесу гальмування №1, табл. 3.1) встановлено наступне.

В зв'язку з тим, що кінематичне від'єднання двигуна від коліс використовується, як правило, при екстреному гальмуванні, яке, зазвичай, закінчується повною зупинкою дизелевоза, рекомендується параметри регулювання ГОП $e_1(t)$, $e_2(t)$ протягом всього процесу гальмування залишати незмінними – $e_{1_1Vmax}(t)$, $e_{2_1Vmax}(t)$, тобто вони повинні відповідати тому значенню, яке мали на початку гальмування (при використанні $e_{1_1Vmax}(t)$, $e_{2_1Vmax}(t)$ замість $e_{1_1Vnom}(t)$, $e_{2_1Vnom}(t)$ спостерігається зниження перепаду робочого тиску в ГОП до 3,5 разів та зниження кутової швидкості валу гідронасоса до 46%).

Крім того, в роботі [25] зазначається, що використання даного характеру зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ в процесі гальмування цілком допустиме за умови виконання наступних умов: гальмування дизелевоза відбувається до повної зупинки, в момент повної зупинки система керування ГОМТ повинна забезпечити в автоматичному режимі зміну параметрів регулювання ГОП до тих значень, що відповідають нульовій швидкості руху дизелевоза. Необхідність виконання вищезазначеного алгоритму обумовлена неузгодженістю кутових швидкостей ведучого та веденого валів зчеплення. Розбіжність між значеннями кутових швидкостей ведучого $|w_{20}|_{max}$ та веденого $|w_2|_{max}$ валів зчеплення $|\Delta w|_{max}$ досягає 335,0 рад/с (рис. 3.2 – 3.4).

За рахунок кінематичного розриву механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ сила тяги 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%.

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

Максимальним значенням кутової швидкості валу гідромотора є та швидкість, яку мав вал на момент початку гальмування, оскільки швидкість коліс в процесі гальмування зменшується, вал гідромотора, який жорстко пов'язаний з колесом, також.

При одних і тих же умовах експлуатації, гальмівний шлях дизелевоза при гальмуванні з кінематичним від'єднанням двигуна від коліс на підйомі нижче до 87,5% (в залежності від сили тяги), ніж на спуску.

Зі зменшенням кількості вагонеток з 8-ми до 2-х, гальмівний шлях зменшується на спуску до 89,1% та до 23,3% на підйомі.

Оскільки в замкнутому контурі ГОМТ №1 за рахунок муфти зчеплення відбувається кінематичний розрив механічної гілки, ні кут підйому/спуску, ні сила тяги 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 валу гідронасоса ГОМТ №1 збільшуються.

Результати моделювання гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 та способом реалізації процесу гальмування №2 у вигляді графічних залежностей наведені на рис. 3.6 – 3.9.

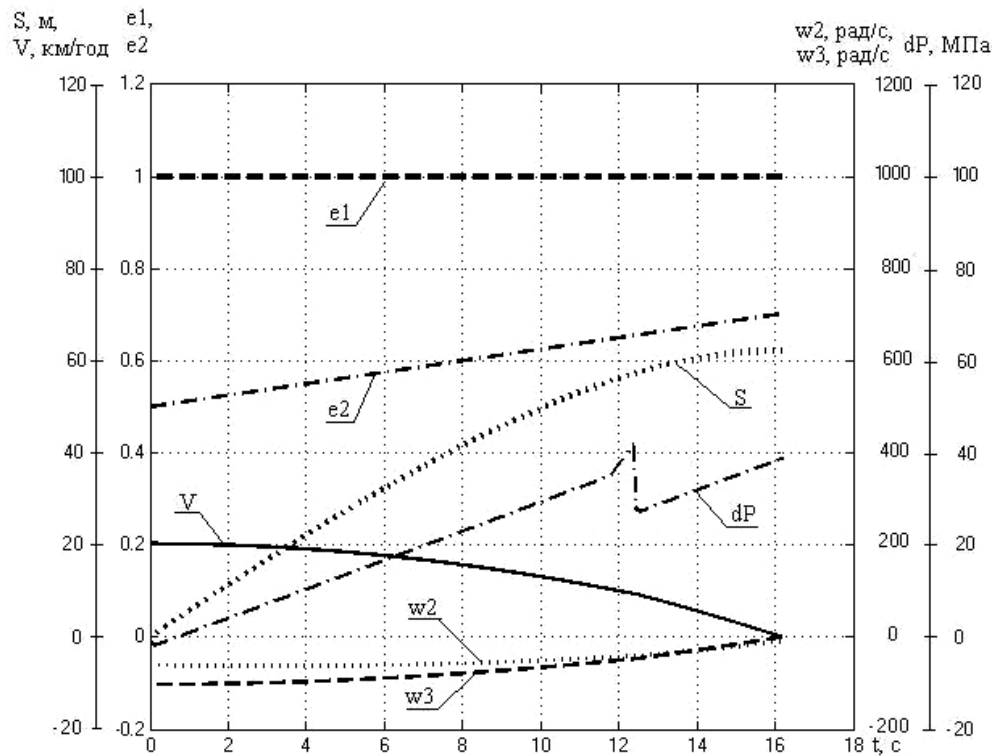


Рисунок 3.6 – Результати моделювання гальмування дизельовоза (схема ГОМТ №1, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №2, $V_{max} = 20,24$ км/год, $n=2$, спуск)

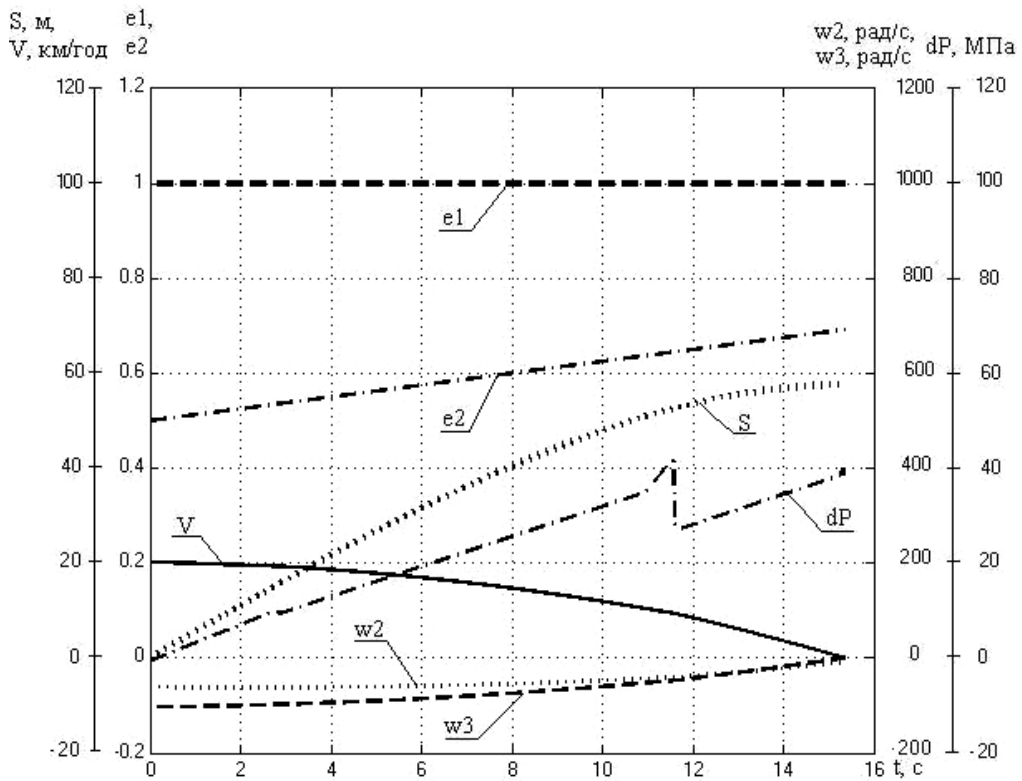


Рисунок 3.7 – Результати моделювання гальмування дизельовоза (схема ГОМТ №1, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №2, $V_{max} = 20,24$ км/год, $n=2$, підйом)

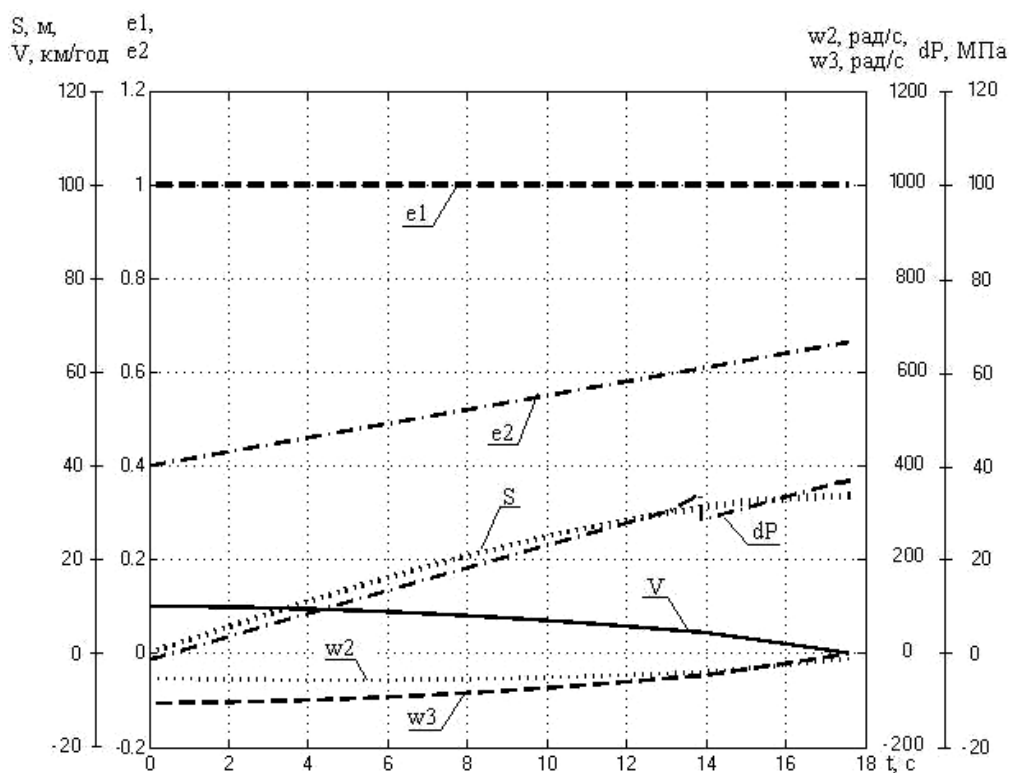


Рисунок 3.8 – Результати моделювання гальмування дизелевоза (схема ГОМТ №1, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №2 $V_{max} = 10,02$ км/год, $n=2$, спуск)

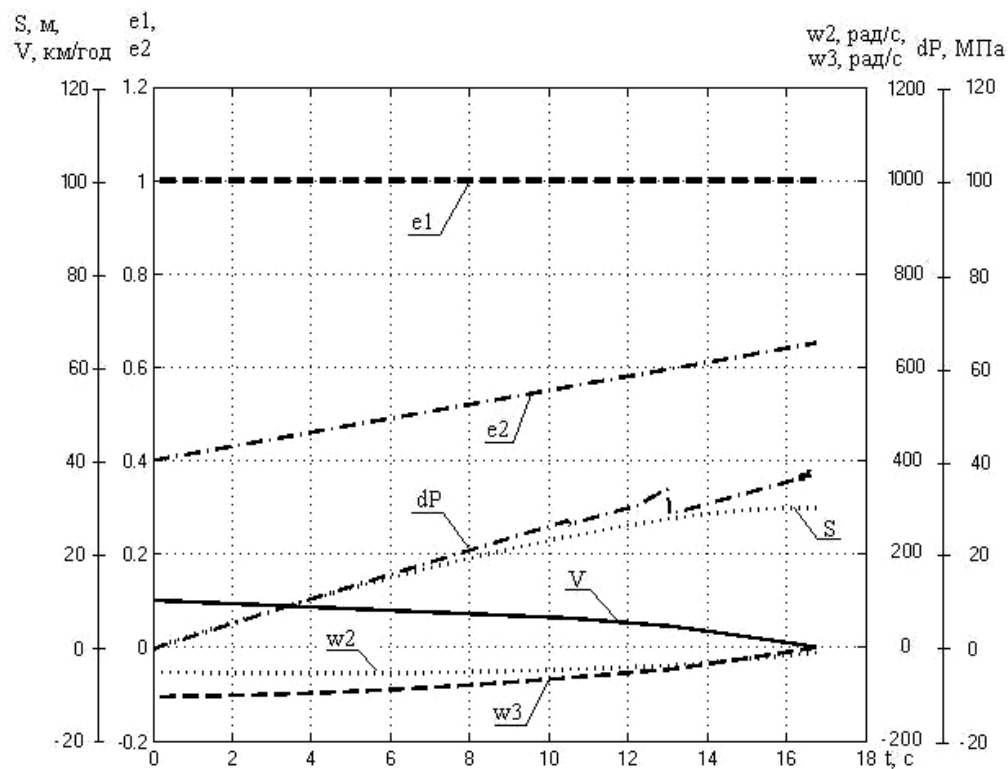


Рисунок 3.9 – Результати моделювання гальмування дизелевоза (схема ГОМТ №1, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №2, $V_{max} = 10,02$ км/год, $n=2$, підйом)

В процесі теоретичного дослідження процесу гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 за рахунок ГОП та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (спосіб реалізації процесу гальмування №2, табл. 3.2) встановлено, що механічна гілка замкнутого контуру ГОМТ в процесі гальмування більш навантажена. Через механічну гілку замкнутого контуру передається потужність більша до 6,3 рази, ніж через гідравлічну, що є позитивним моментом, оскільки ГОП в процесі гальмування розвантажується.

Зі зменшенням сили тяги дизелевоза з 8-вагонеток до 2-х при гальмуванні на спуску спостерігається зменшення: перепаду робочого тиску в ГОП до 57,5%, кутової швидкості валу гідронасоса до 74,5%, кутової швидкості валу гідромотора до 57,8%, потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру до 55,4%, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 12,3%, гальмівного шляху до 44,2%; при гальмуванні на підйомі спостерігається збільшення: перепаду робочого тиску в ГОП до 4,03 рази, потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру до 2,3 рази, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 2,02 рази, гальмівного шляху до 3,84 рази, кутові швидкості валу гідронасоса та валу гідромотора залишаються незмінними.

Прослідковується чітке зниження значень перепаду робочого тиску в ГОП до 62,3%, підвищення потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 4,83 рази та кутової швидкості валу гідромотора до 4,67 рази при початку гальмування зі швидкості V_{max} замість швидкості $0,5 \cdot V_{max}$.

Використання даного способу реалізації процесу гальмування – №2, неприпустимо, оскільки супроводжується перевищенням допустимого значення перепадом робочого тиску в ГОП до 2,8 рази.

Результати моделювання гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 та способом реалізації процесу гальмування №3 у вигляді графічних залежностей наведені на рис. 3.10 – 3.11.

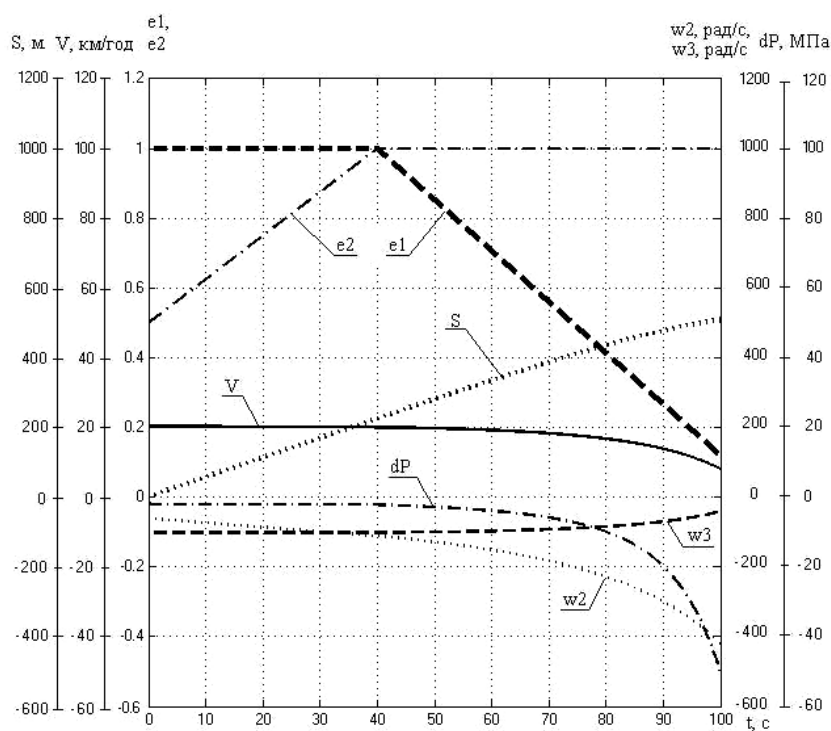


Рисунок 3.10 – Результати моделювання гальмування дизелевоза
(схема ГОМТ №1, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу
гальмування №3, $V_{max} = 20,24$ км/год, $n=2$, спуск)

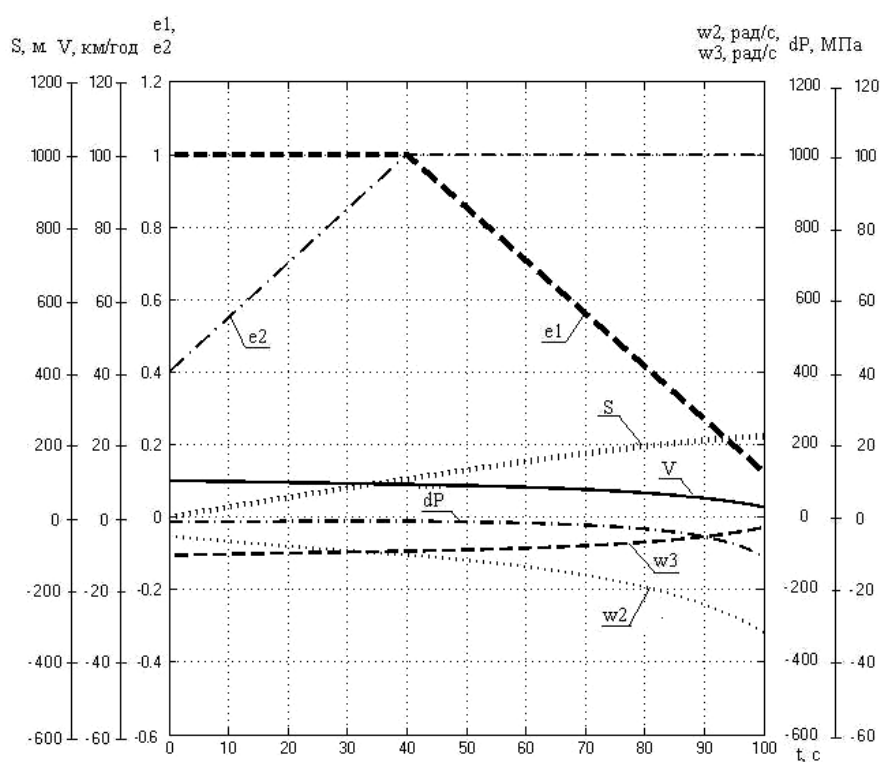


Рисунок 3.11 – Результати моделювання гальмування дизелевоза
(схема ГОМТ №1, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу
гальмування №3 $V_{max} = 10,02$ км/год, $n=2$, спуск)

В процесі теоретичного дослідження процесу гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 за рахунок ГОП при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (спосіб реалізації процесу гальмування №3, табл. 3.3) встановлено наступне.

Гальмівного моменту, який утворює ГОП при зміні параметрів регулювання гідромашин e_1 та e_2 з положення, що відповідає початковій швидкості гальмування, до положення, що характеризується нульовою швидкістю руху дизелевоза недостатньо для повної його зупинки при русі на спуску, оскільки в протипагу гальмівній силі від ГОП, силі опору повітря, силі опору кочінню, діють сила інерції дизелевоза, штовхаюча сила від вагонеток, а також складова $G \cdot h \cdot \sin \alpha$.

На жаль, в жодній відомій науковій праці не розглядалося гальмування самохідних машин з ГОМТ на дорожніх поверхнях з різним ухилом та силою тяги, розглядався лише прямолінійний рух, саме тому дана проблема не була виявлена раніше.

Як видно з табл. 3.3, гальмування на підйомі відбувається до повної зупинки дизелевоза, при збільшенні сили тяги з 2-х до 8-ми вагонеток, гальмівний шлях знижується до 3,9 рази. При русі на спуску з 2-ма вагонетками дизелевоз повністю не зупиняється, а при збільшенні вагонеток до 8-ми, навіть пришвидшується.

Реалізувати гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 за рахунок лише ГОП при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами – способом №3, до повної зупинки дизелевоза при 8-ми завантажених вагонетках та на спуску в 50‰ не представляється можливим.

В результаті моделювання гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 та способом реалізації процесу гальмування №4 було встановлено, що характер зміни досліджуваних параметрів аналогічний наведеним на рис. 3.6 – 3.9 для способу реалізації процесу гальмування №2.

В процесі теоретичного дослідження процесу гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 за рахунок гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (спосіб реалізації процесу гальмування №4, табл. 3.4) встановлено, що механічна гілка замкнутого контуру ГОМТ в процесі гальмування більш навантажена. Через механічну гілку замкнутого контуру передається потужність більша до 8,1 рази, ніж через гідравлічну.

Зі зменшенням сили тяги дизелевоза з 8-вагонеток до 2-х при гальмуванні на спуску спостерігається зменшення: перепаду робочого тиску в ГОП до 64,5%, кутової швидкості валу гідронасоса до 60,7%, кутової швидкості валу гідромотора до 71,1%, потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру до 92,7%, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 47,7%, гальмівного шляху до 46,1%; при гальмуванні на підйомі спостерігається збільшення: перепаду робочого тиску в ГОП до 3,8 рази, потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру до 2,3 рази, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 2,1 рази, гальмівного шляху до 3,84 рази, кутова швидкість валу гідронасоса та гідромотора залишається незмінними.

Прослідковується чітке зниження значень кутової швидкості валу гідронасоса до 72,8%, підвищення потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 4,91 рази та кутової швидкості валу гідромотора до 6,7 рази при початку гальмування зі швидкості V_{max} замість швидкості $0,5 \cdot V_{max}$.

Використання даного способу реалізації процесу гальмування – №4, неприпустимо, оскільки супроводжується перевищенням допустимого значення перепаду робочого тиску в ГОП до 2,62 рази.

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 представляється можливим. Знизити швидкість за рахунок ГОП при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами не вдасться на всьому діапазоні умов експлуатації дизелевоза, використання гальмівної системи та ГОП або лише гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами призведе до виходу з ладу ГОМТ, оскільки перепад робочого тиску в ГОП перевищує допустиме значення до 2,8 рази. Залишається лише гальмування дизелевоза при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс, проте даний спосіб реалізації для зниження швидкості дизелевоза з продовженням подальшого руху використовувати не рекомендується через неузгодженість кутових швидкостей ведучого та веденого валів зчеплення. Розбіжність між значеннями кутових швидкостей ведучого та веденого валів зчеплення може досягти 335,0 рад/с.

3.3 Дослідження процесу гальмування шахтного дизелевоза з перспективною гідрооб'ємно-механічною трансмісією, що працює за схемою з диференціалом на виході

Результати комплексного дослідження процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ №2 наведені в табл. 3.5 – 3.8 (в табл. 3.5 розглядається гальмування при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс – спосіб №1; в табл. 3.6 – гальмування за рахунок ГОП та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами – спосіб №2; в табл. 3.7 – гальмування за рахунок ГОП при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами – спосіб №3; в табл. 3.8 – гальмування за рахунок гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами – спосіб №4).

Результати моделювання гальмування дизелевоза з ГОМТ №2 та способом реалізації процесу гальмування №1 у вигляді графічних залежностей наведені на рис. 3.12 – 3.15.

Таблиця 3.5 – Спосіб реалізації процесу гальмування №1, ГОМТ №2

V_{max} , км/год	n	Спуск, +50 ‰ ($\alpha=2,862$)/ підйом, -50 ‰ ($\alpha=-2,862$)	$e_1(t)$	$e_2(t)$	Час досягнення максимального гальмівного моменту, t_{qmax} , с	$ dP _{max}$, МПа	$ w_0 _{max}$, рад/с	$ w_1 _{max}$, рад/с	$ w_2 _{max}$, рад/с	$ N_{gk} _{max}$, кВт	$ N_{mk} _{max}$, кВт	Гальмів- ний шлях S , м	Час гальму- вання, t , с
Транспортний діапазон													
17,96	2	50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	2,37	210,0	451,8	452,1	0	0	14,09	5,30
17,96	2	50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	0,87	210,0	203,3	451,7	0	0	14,09	5,30
17,96	2	-50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	2,19	210,0	415,6	453,5	0	0	12,26	4,55
17,96	2	-50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	0,87	210,0	202,9	452,5	0	0	12,26	4,55
8,98	2	50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	2,32	210,0	441,8	453,3	0	0	3,90	2,79
8,98	2	50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	0,68	210,0	128,2	454,9	0	0	3,90	2,79
8,98	2	-50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	2,12	210,0	415,3	454,0	0	0	3,46	2,43
8,98	2	-50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	0,68	210,0	128,1	455,2	0	0	3,46	2,43
Тяговий діапазон													
10,55	2	50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	1,15	210,0	200,1	195,1	0	0	5,22	3,23
10,55	2	50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	0,84	210,0	192,2	194,5	0	0	5,22	3,23
10,55	2	-50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	1,15	210,0	203,7	195,3	0	0	4,61	2,8
10,55	2	-50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	0,84	210,0	192,0	194,7	0	0	4,61	2,8
10,55	8	50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	1,15	210,0	211,7	195,0	0	0	48,27	32,35
10,55	8	50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	0,84	210,0	206,8	181,0	0	0	48,27	32,35
10,55	8	-50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	1,15	210,0	204,4	194,8	0	0	6,03	3,92
10,55	8	-50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	0,84	210,0	192,6	194,2	0	0	6,03	3,92
5,28	2	50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	1,06	210,0	135,4	195,4	0	0	1,53	1,77
5,28	2	50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	1,06	210,0	2,23	195,5	0	0	1,53	1,77
5,28	2	-50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	1,06	210,0	120,2	195,4	0	0	1,38	1,56
5,28	2	-50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	1,06	210,0	2,23	195,5	0	0	1,38	1,56
5,28	8	50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	1,06	210,0	136,9	189,3	0	0	12,29	16,25
5,28	8	50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	1,07	210,0	2,23	193,6	0	0	12,29	16,25
5,28	8	-50 ‰	$e_{1_1Vnom}(t)$	$e_{2_1Vnom}(t)$	5,0	1,06	210,0	126,8	195,3	0	0	1,63	2,05
5,28	8	-50 ‰	$e_{1_1Vmax}(t)$	$e_{2_1Vmax}(t)$	5,0	1,06	210,0	2,23	195,5	0	0	1,63	2,05

Таблиця 3.6 – Спосіб реалізації процесу гальмування №2, ГОМТ №2

V_{max} , км/ГОД	n	Спуск, +50 ‰ ($\alpha=2,862$)/ підйом, -50 ‰ ($\alpha=-2,862$)	$ dP _{max}$, МПа	$ w_0 _{max}$, рад/с	$ w_1 _{max}$, рад/с	$ N_{gk} _{max}$, кВт	$ N_{mk} _{max}$, кВт	Гальмівний шлях S , м	Час гальму- вання, t , с	Примітка
Транспортний діапазон										
17,96	2	50 ‰	40,0	210,0	385,8	212,0	212,0	65,85	19,86	
17,96	2	-50 ‰	41,0	210,0	406,8	225,0	225,0	62,28	19,16	*
8,98	2	50 ‰	34,5	210,0	217,9	104,0	112,0	25,45	15,52	
8,98	2	-50 ‰	35,0	210,0	216,6	105,0	114,0	22,82	14,72	
Тяговий діапазон										
10,55	2	50 ‰	125,0	1139	1065	850,0	850,0	80,1	43,75	*
10,55	2	-50 ‰	82,2	483,2	651,6	520,0	520,5	42,44	28,71	*
10,55	8	50 ‰	109,5	821,0	751,1	1160,0	1184	81,86	44,51	*
10,55	8	-50 ‰	21,3	210,0	202,4	61,0	61,0	10,91	7,42	
5,28	2	50 ‰	57,4	210,0	47,1	38,0	72,0	20,42	20,94	*
5,28	2	-50 ‰	40,0	210,0	29,0	16,0	72,5	10,49	14,2	
5,28	8	50 ‰	63,5	210,0	67,3	60,0	74,6	26,2	26,5	*
5,28	8	-50 ‰	0,97	210,0	9,04	1,3	28,0	2,73	3,7	

* – варіант не працездатний.

Таблиця 3.7 – Спосіб реалізації процесу гальмування №3, ГОМТ №2

V_{max} , км/год	n	Спуск, +50 ‰ ($\alpha=2,862$)/ підйом, -50 ‰ ($\alpha=-2,862$)	$ dP _{max}$, МПа	$ w_0 _{max}$, рад/с	$ w_1 _{max}$, рад/с	$ N_{gk} _{max}$, кВт	$ N_{mk} _{max}$, кВт	Гальмівний шлях S , м	Час гальму- вання, t , с	Примітка
Транспортний діапазон										
17,96	2	50 ‰	13,65	277,0	391,0	50,0	51,0	297,8	97,8	
17,96	2	-50 ‰	1,78	218,9	200,6	1,7	4,5	127,3	50,0	
8,98	2	50 ‰	10,0	212,0	335,7	22,0	25,0	175,3	98,62	
8,98	2	-50 ‰	0,9	210,0	168,0	0,1	0,35	30,5	24,34	
Тяговий діапазон										
10,55	2	50 ‰	2,93	235,9	216,0	5,5	6,0	121,3	93	
10,55	2	-50 ‰	0,28	210,0	190,6	0,84	0,86	42,44	28,71	
10,55	8	50 ‰	15,8	413,8	378,3	94,0	94,1	121,4	74,06	
10,55	8	-50 ‰	0,46	210,0	190,6	0,84	0,87	10,91	7,42	
5,28	2	50 ‰	2,2	210,0	187,5	4,0	4,0	73,9	94,32	
5,28	2	-50 ‰	0,73	210,0	2,23	0,01	0,09	10,49	14,2	
5,28	8	50 ‰	2,2	210,0	187,5	4,0	4,0	77,9	99,32	
5,28	8	-50 ‰	1,1	210,0	9,2	0,01	0,9	2,73	3,7	

Таблиця 3.8 – Спосіб реалізації процесу гальмування №4, ГОМТ №2

V_{max} , км/год	n	Спуск, +50 ‰ ($\alpha=2,862$)/ підйом, -50 ‰ ($\alpha=-2,862$)	$ dP _{max}$, МПа	$ w_0 _{max}$, рад/с	$ w_1 _{max}$, рад/с	$ N_{gk} _{max}$, кВт	$ N_{mk} _{max}$, кВт	Гальмівний шлях S , м	Час гальму- вання, t , с	Примітка
Транспортний діапазон										
17,96	2	50 ‰	47,2	347,7	758,3	480,0	480,0	73,83	21,68	*
17,96	2	-50 ‰	47,0	347,8	758,4	480,0	480,0	68,65	20,88	*
8,98	2	50 ‰	34,0	210,0	196,7	92,2	111,5	26,23	15,53	
8,98	2	-50 ‰	34,0	210,0	196,6	92,3	111,5	23,26	14,73	
Тяговий діапазон										
10,55	2	50 ‰	125,0	1139	1065,0	850,0	850,0	80,1	43,75	*
10,55	2	-50 ‰	86,34	637,2	1038,0	707,0	707,0	42,44	28,71	*
10,55	8	50 ‰	109,5	821,0	751,1	1160,0	1184,0	81,0	42,51	*
10,55	8	-50 ‰	22,3	210,0	238,6	47,0	47,0	10,91	7,42	
5,28	2	50 ‰	57,5	210,0	6,37	5,36	68,3	22,87	21,82	*
5,28	2	-50 ‰	39,8	210,0	2,23	0,5	69,1	10,49	14,2	
5,28	8	50 ‰	66,3	210,0	9,44	9,2	74,3	30,41	28,6	*
5,28	8	-50 ‰	9,83	210,0	2,23	0,3	28,5	2,73	3,7	

* – варіант не працездатний.

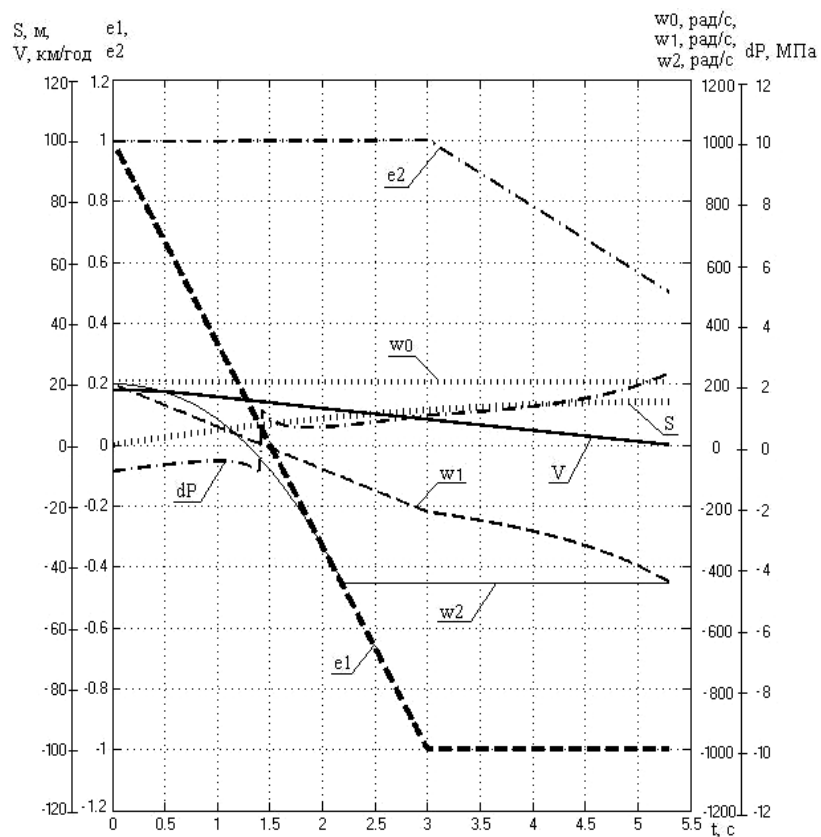


Рисунок 3.12 – Результати моделювання гальмування дизелевоза (схема ГОМТ №2, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №1, закони $e_1(t)$, $e_2(t) - e_{1_1Vnom}(t)$, $e_{2_1Vnom}(t)$, $V_{max} = 17,96$ км/год, $n=2$, спуск)

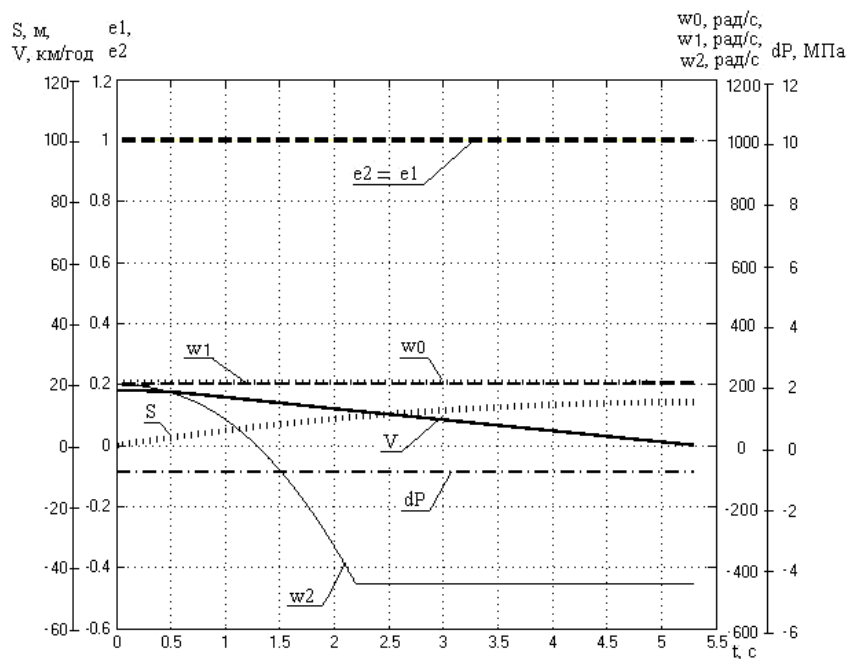


Рисунок 3.13 – Результати моделювання гальмування дизелевоза (схема ГОМТ №2, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №1, закони $e_1(t)$, $e_2(t) - e_{1_1Vmax}(t)$, $e_{2_1Vmax}(t)$, $V_{max} = 17,96$ км/год, $n=2$, спуск)

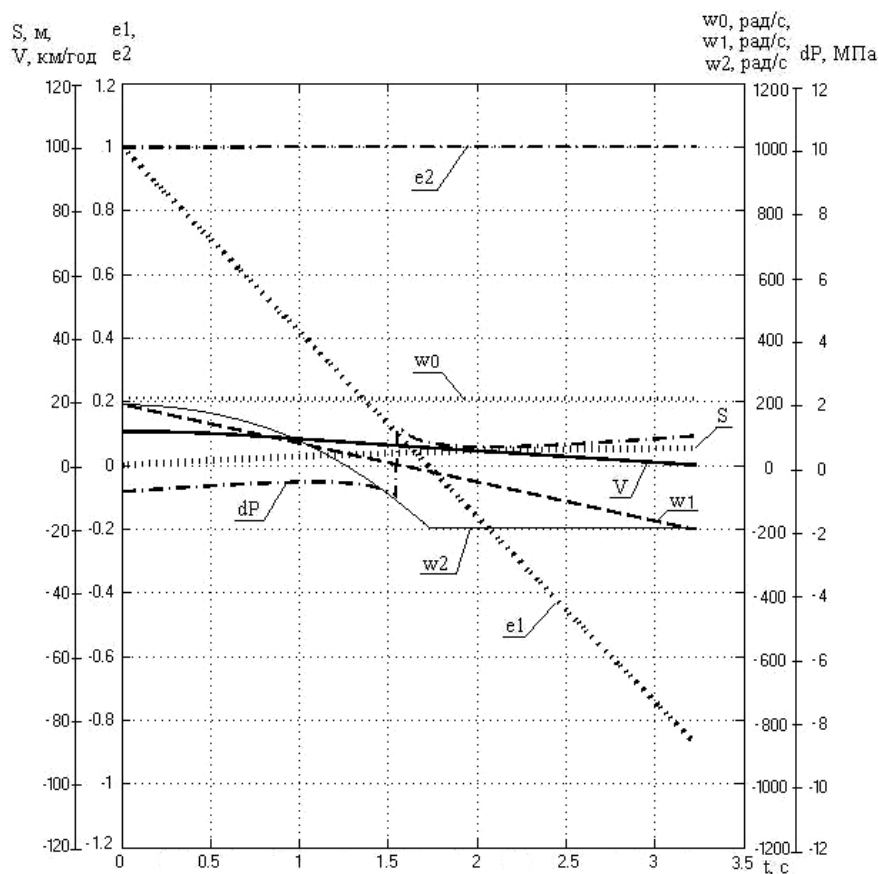


Рисунок 3.14 – Результати моделювання гальмування дизелевоза (схема ГОМТ №2, тяговий діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №1, закони $e_1(t)$, $e_2(t) - e_{1_1Vnom}(t)$, $e_{2_1Vnom}(t)$, $V_{max} = 10,55$ км/год, $n=2$, спуск)

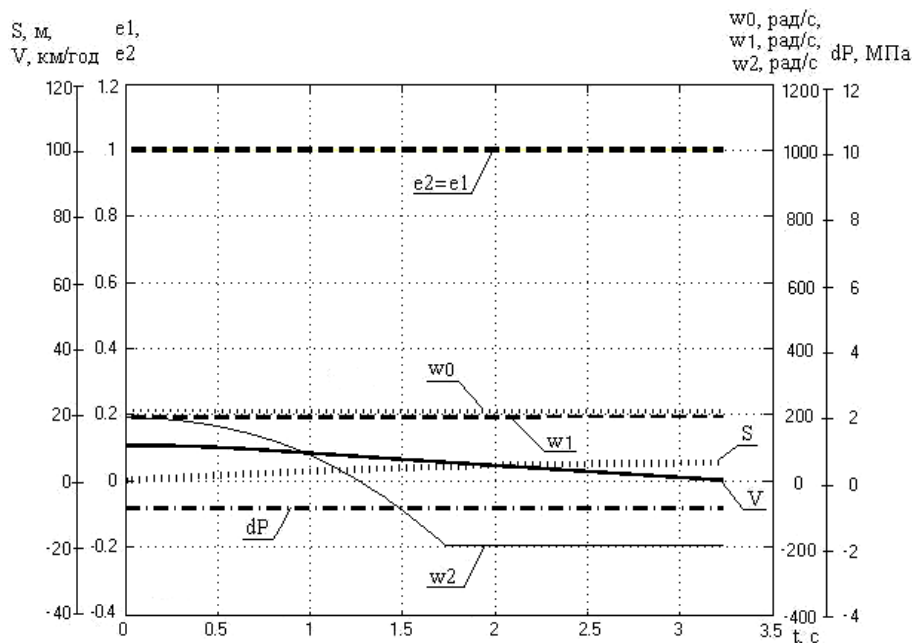


Рисунок 3.15 – Результати моделювання гальмування дизелевоза (схема ГОМТ №2, тяговий діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №1, закони $e_1(t)$, $e_2(t) - e_{1_1Vmax}(t)$, $e_{2_1Vmax}(t)$, $V_{max} = 10,55$ км/год, $n=2$, спуск)

В процесі теоретичного дослідження процесу гальмування дизелевоза з ГОМТ №2 при кінематичному від'єднанні двигуна від коліс (спосіб реалізації процесу гальмування №1, табл. 3.5) встановлено наступне.

В зв'язку з тим, що кінематичне від'єднання двигуна від коліс використовується, як правило, при екстреному гальмуванні, яке, зазвичай, закінчується повною зупинкою дизелевоза, рекомендується параметри регулювання ГОП $e_1(t)$, $e_2(t)$ протягом всього процесу гальмування залишати незмінними – $e_{1_1Vmax}(t)$, $e_{2_1Vmax}(t)$, як і для ГОМТ №1, тобто вони повинні відповідати тому значенню, яке мали на початку гальмування (при використанні $e_{1_1Vmax}(t)$, $e_{2_1Vmax}(t)$ замість $e_{1_1Vnom}(t)$, $e_{2_1Vnom}(t)$ спостерігається зниження перепаду робочого тиску в ГОП до 3,4 рази та зниження кутової швидкості валу гідромотора до 98,9%).

Використання даного характеру зміни $e_1(t)$, $e_2(t)$ в процесі гальмування цілком допустиме за умови виконання наступних умов: гальмування дизелевоза відбувається до повної зупинки, в момент повної зупинки система керування ГОМТ повинна забезпечити в автоматичному режимі зміну параметрів регулювання ГОП до тих значень, що відповідають нульовій швидкості руху дизелевоза. Необхідність виконання вище зазначеного алгоритму обумовлена розбіжністю між значеннями кутових швидкостей ведучого $|w_1|_{max}$ та веденого $|w_2|_{max}$ валів зчеплення $|\Delta w|_{max}$, яка досягає 350,0 рад/с при законах $e_{1_1Vnom}(t)$, $e_{2_1Vnom}(t)$ (рис. 3.12) за рахунок досягання w_1 та w_2 максимальних значень в різні проміжки часу, та 650,0 рад/с при законах $e_{1_1Vmax}(t)$, $e_{2_1Vmax}(t)$ (рис. 3.13) за рахунок обертання w_1 та w_2 в різних напрямках.

Механічна та гідравлічна гілки замкнутого контуру ГОМТ №2 завжди розвантажені, оскільки моменти на ланках “1”, “2”, “3”, “6” та “7” рівні 0.

За рахунок кінематичного розриву механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ сила тяги шахтного дизелевоза на розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ суттєво не впливає, розбіжність останніх не перевищує 7,6%. Що стосується впливу кута підйому/спуску, то розбіжність в значеннях $|dP|_{max}$, $|w_0|_{max}$, $|w_1|_{max}$, $|w_2|_{max}$ не перевищує 8,6%.

Максимальним значенням кутової швидкості валу гідронасоса є та швидкість, яку мав вал на момент початку гальмування, оскільки кутова швидкість колінчастого валу в процесі гальмування зменшується, вал гідронасоса, який жорстко пов'язаний з колінчастим валом, також.

При одних і тих же умовах експлуатації, гальмівний шлях дизелевоза при гальмуванні з кінематичним від'єднанням двигуна від коліс на підйомі нижче до 87,5% (в залежності від сили тяги), ніж на спуску.

Зі зменшенням кількості вагонеток з 8-ми до 2-х, гальмівний шлях зменшується на спуску до 89,2% та до 23,6% на підйомі.

Оскільки в замкнутому контурі ГОМТ за рахунок муфти зчеплення відбувається кінематичний розрив механічної гілки, ні початкова швидкість гальмування, ні кут підйому/спуску, ні сила тяги шахтного дизелевоза, на розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ суттєво не впливають.

Результати моделювання гальмування дизелевоза з ГОМТ №2 та способом реалізації процесу гальмування №2 у вигляді графічних залежностей наведені на рис. 3.16 – 3.17.

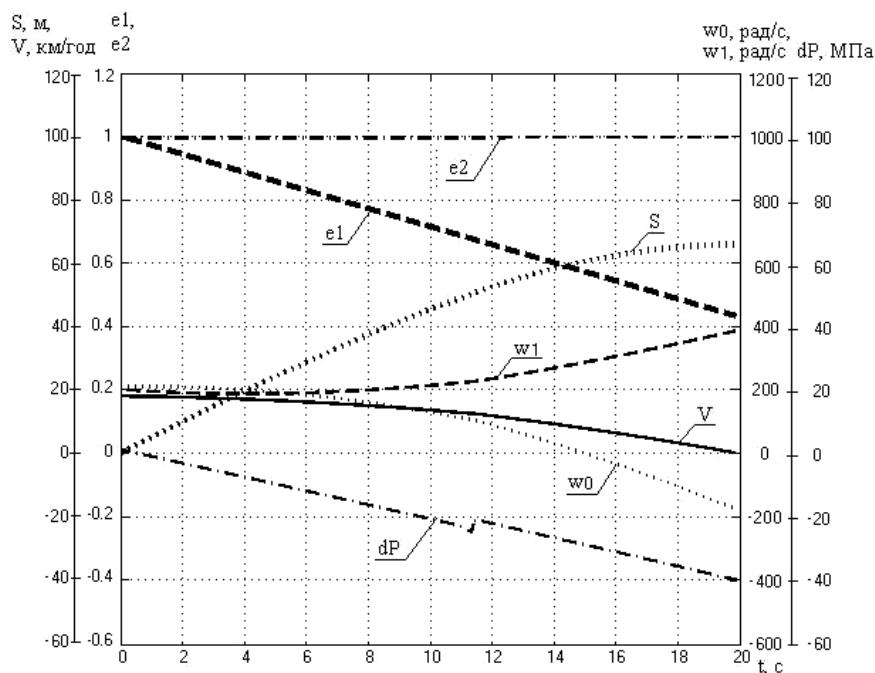


Рисунок 3.16 – Результати моделювання гальмування дизелевоза (схема ГОМТ №2, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №2, $V_{max} = 17,96$ км/год, $n=2$, спуск)

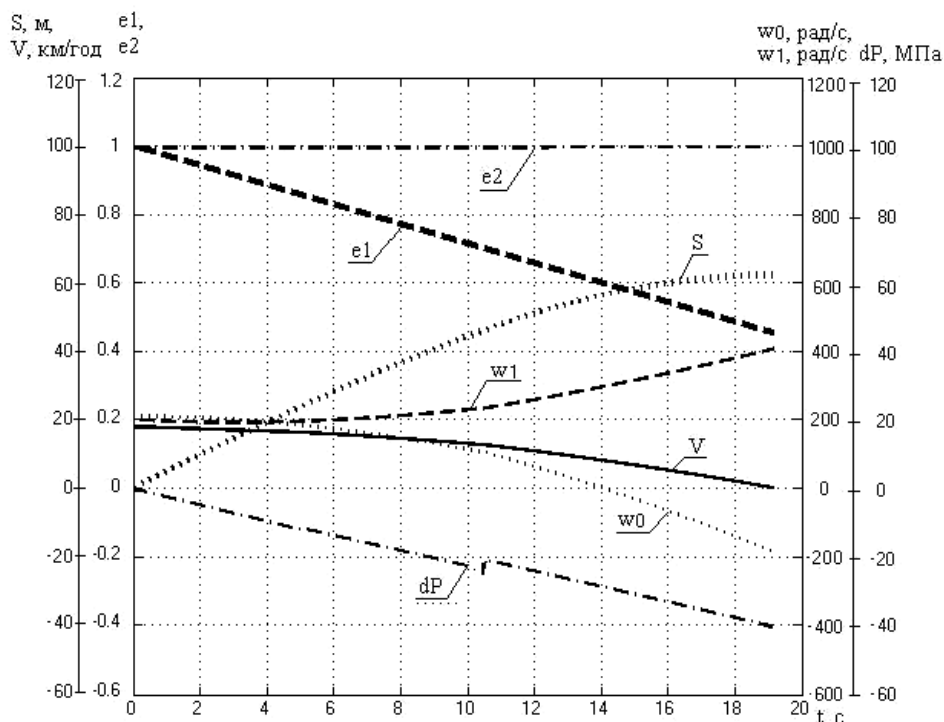


Рисунок 3.17 – Результати моделювання гальмування дизелевоза (схема ГОМТ №2, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №2, $V_{max} = 17,96$ км/год, $n=2$, підйом)

В процесі теоретичного дослідження процесу гальмування дизелевоза з ГОМТ №2 за рахунок ГОП та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (спосіб реалізації процесу гальмування №2, табл. 3.6) встановлено, що механічна гілка замкнутого контуру ГОМТ в процесі гальмування більш навантажена. Через механічну гілку замкнутого контуру передається потужність більша до 21,5 рази, ніж через гідравлічну.

Зі зменшенням сили тяги дизелевоза з 8-вагонеток до 2-х при гальмуванні на спуску спостерігається зменшення: потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру до 36,6%, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 28,2%, гальмівного шляху до 22,1%, збільшення кутової швидкості валу гідронасоса до 38,7%; при гальмуванні на підйомі спостерігається збільшення: перепаду робочого тиску в ГОП до 41,2 рази, кутової швидкості валу гідронасоса до 2,3 рази, кутової

швидкості валу гідромотора до 3,22 рази, потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру до 12,3 рази, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 8,5 рази, гальмівного шляху до 3,9 рази.

Прослідковується чітке збільшення значень перепаду робочого тиску в ГОП до 22,0 рази, підвищення кутової швидкості валу гідронасоса до 5,4 рази, валу гідромотора до 22,6 рази, потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 46,9 рази, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 15,9 рази при початку гальмування зі швидкості V_{max} замість швидкості $0,5 \cdot V_{max}$.

Використання даного способу реалізації процесу гальмування – №2, неприпустимо, оскільки супроводжується перевищенням допустимого значення перепаду робочого тиску в ГОП до 2,74 рази.

Результати моделювання гальмування дизелевоза з ГОМТ №2 та способом реалізації процесу гальмування №3 у вигляді графічних залежностей наведені на рис. 3.18 – 3.19.

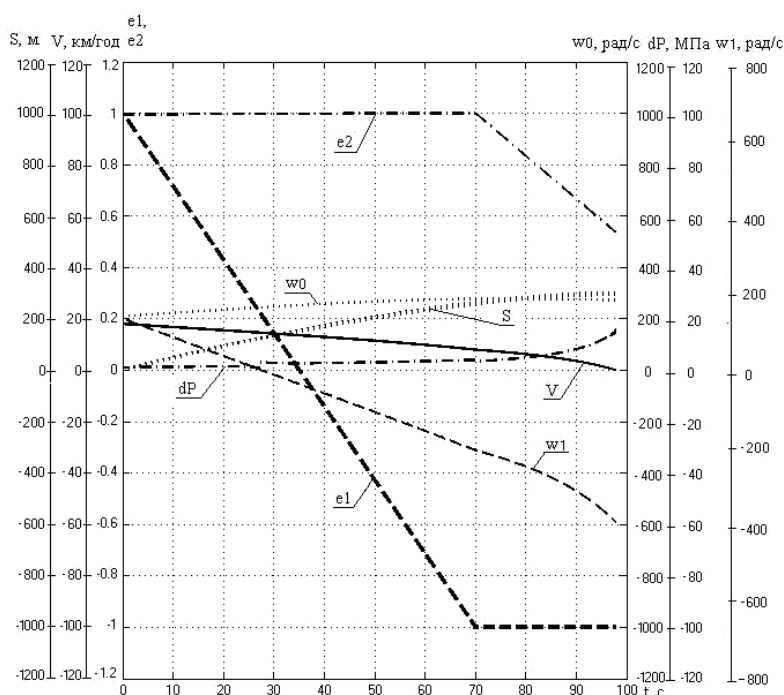


Рисунок 3.18 – Результати моделювання гальмування дизелевоза (схема ГОМТ №2, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №3, $V_{max} = 17,96$ км/год, $n=2$, спуск)

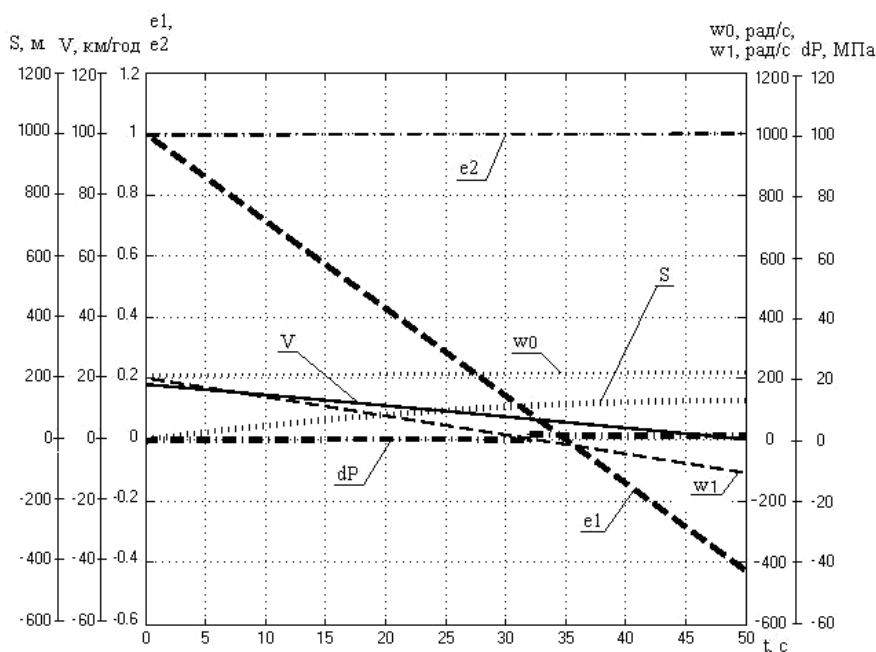


Рисунок 3.19 – Результати моделювання гальмування дизелевоза (схема ГОМТ №2, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №3, $V_{max} = 17,96$ км/год, $n=2$, підйом)

В процесі теоретичного дослідження процесу гальмування дизелевоза з ГОМТ №2 за рахунок ГОП при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (спосіб реалізації процесу гальмування №3, табл. 3.7) встановлено, що механічна гілка замкнутого контуру ГОМТ в процесі гальмування більш навантажена. Через механічну гілку замкнутого контуру передається потужність більша до 90,0 разів, ніж через гідравлічну.

Зі зменшенням сили тяги дизелевоза з 8-вагонеток до 2-х при гальмуванні на спуску спостерігається зменшення: перепаду робочого тиску в ГОП до 81,5%, кутової швидкості валу гідронасоса до 43,0%, кутової швидкості валу гідромотора до 42,9%, потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру до 94,1%, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 93,6%, гальмівного шляху до 5,1%; при гальмуванні на підйомі спостерігається зменшення: перепаду робочого тиску в ГОП до 39,1%, кутової швидкості валу гідромотора до 75,8%, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 90,0%, збільшення гальмівного шляху до 3,9 рази, кутова

швидкість валу гідронасоса та потужність, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру залишаються незмінними.

Прослідковується чітке збільшення значень кутової швидкості валу гідронасоса до 97,0%, валу гідромотора до 85,5 разів, потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 84,0 разів, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 12,9 рази при початку гальмування зі швидкості V_{max} замість швидкості $0,5 \cdot V_{max}$.

Використання даного способу реалізації процесу гальмування – №3, дозволяє сповільнити рух дизелевоза без обов'язкової зупинки, проте необхідно для кожної схеми ГОМТ ще на етапі розробки системи управління лімітувати інтенсивність зміни параметрів e_1 та e_2 на певному рівні, щоб водій не мав можливості даний спосіб використовувати для екстреного гальмування.

Результати моделювання гальмування дизелевоза з ГОМТ №2 та способом реалізації процесу гальмування №4 у вигляді графічних залежностей наведені на рис. 3.20 – 3.21.

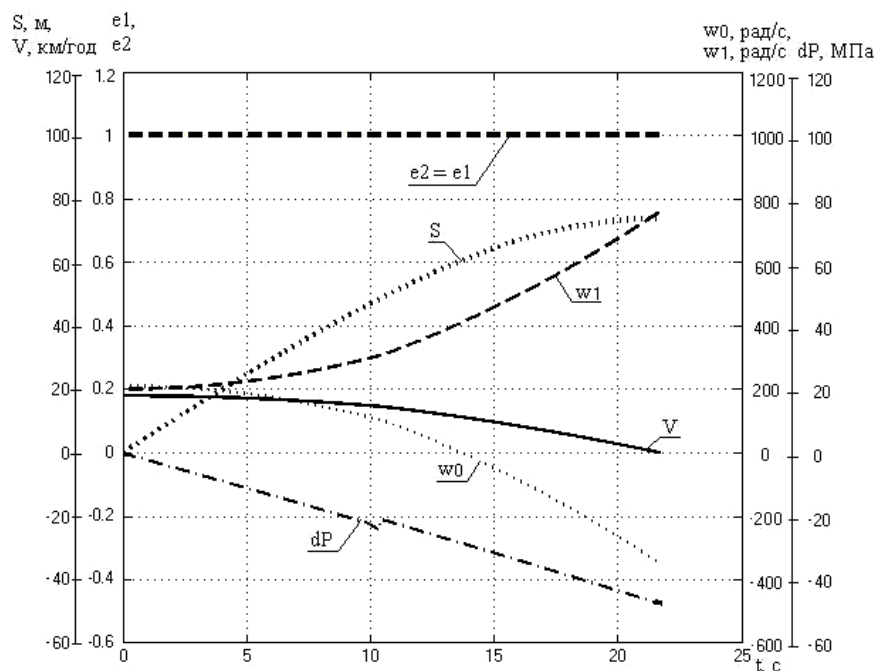


Рисунок 3.20 – Результати моделювання гальмування дизелевоза (схема ГОМТ №2, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №4, $V_{max} = 17,96$ км/год, $n=2$, спуск)

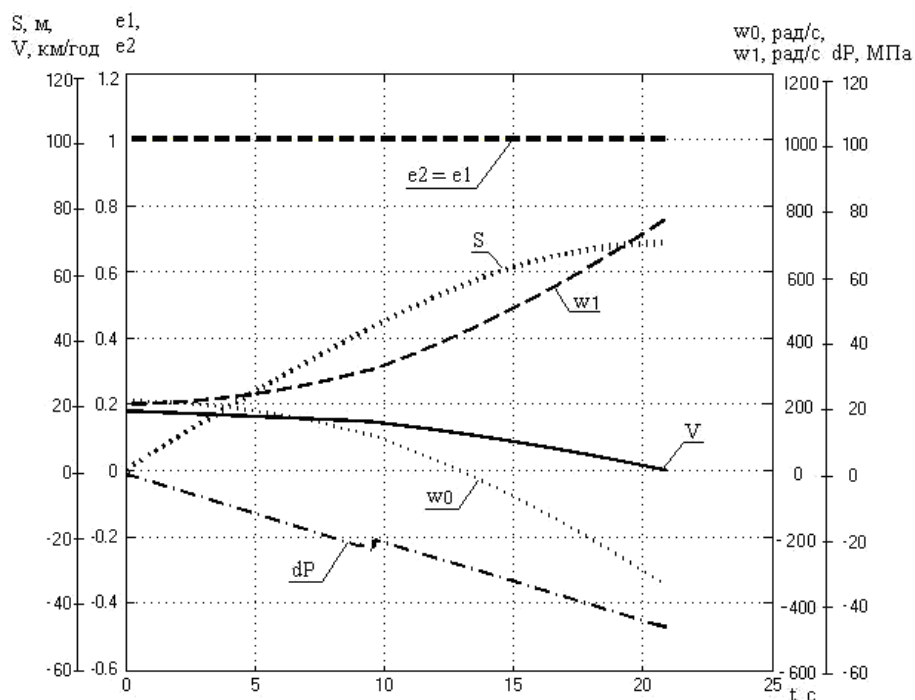


Рисунок 3.21 – Результати моделювання гальмування дизелевоза (схема ГОМТ №2, транспортний діапазон, спосіб реалізації процесу гальмування №4, $V_{max} = 17,96$ км/год, $n=2$, підйом)

В процесі теоретичного дослідження процесу гальмування дизелевоза з ГОМТ №2 за рахунок гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами (спосіб реалізації процесу гальмування №3, табл. 4.8) встановлено, що механічна гілка замкнутого контуру ГОМТ в процесі гальмування більш навантажена. Через механічну гілку замкнутого контуру передається потужність більша до 95,0 разів, ніж через гідравлічну.

Зі зменшенням сили тяги дизелевоза з 8-вагонеток до 2-х при гальмуванні на спуску спостерігається зменшення: потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру до 41,7%, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 28,2%, гальмівного шляху до 24,8%, підвищення кутової швидкості валу гідронасоса до 38,7; при гальмуванні на підйомі спостерігається збільшення: перепаду робочого тиску в ГОП до 4,05 рази, кутової швидкості валу гідронасоса до 3,03 рази, кутової

швидкості валу гідромотора до 4,4 рази, потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру до 15,04 рази, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 15,04 рази, гальмівного шляху до 3,9 рази.

Прослідковується чітке збільшення значень перепаду робочого тиску в ГОП до 2,2 разів, підвищення кутової швидкості валу гідронасоса до 5,4 рази, валу гідромотора до 465,5 рази, потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 1414,0 разів, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 15,9 рази при початку гальмування зі швидкості V_{max} замість швидкості $0,5 \cdot V_{max}$.

Використання даного способу реалізації процесу гальмування – №4. неприпустимо, оскільки супроводжується перевищенням допустимого значення перепаду робочого тиску в ГОП до 2,74 рази.

Використання ГОМТ №2 на дизелевозах допускається за умови використання 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). Використання гальмівної системи та ГОП або лише гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами призведе до виходу з ладу ГОМТ, оскільки перепад робочого тиску в ГОП перевищує допустиме значення до 2,74 рази.

3.4 Розрахунки і випробування безступінчастої ГОМТ для мотовоза МТ-1

У 2004 р ХКБМ ім. А.А. Морозова створена унікальна безступінчаста двопотокова ГОМТ для залізничної машини з технологічного обслуговування колії – мотовоза МТ-1 (рис. 3.22).



Рисунок 3.22 – Мотовоз технологічний МТ-1: а – загальний вигляд мотовоза;
б – ГОМТ, встановлена на мотовоз

Маса мотовоза 40 т, він розвиває швидкість 100 км/год і розрахований на транспортування платформи масою 80 т зі швидкістю 40 км/год при русі по перегону [45]. При маневровій роботі маса складу може досягати 350 т. При створенні трансмісії для механізму «Мотовоз технологічний МТ-1» враховувалася вся широта експлуатаційних вимог до тягового залізничного транспорту, які трансформуються в наступні технічні вимоги: робота в технологічному режимі, що вимагає повного завантаження двигуна до потужності, яка забезпечує рух локомотива зі складом в діапазоні швидкостей від 0,2 до 10-20 км/год, із забезпеченням постійного значення швидкості в будь-якій точці даного діапазону, в тому числі і на ухилах; можливість реалізації тягового зусилля до 60-65 кН; необхідність забезпечення високих тягових властивостей при маневруванні зі складом сумарною масою до 360-400 т на швидкостях до 30-40 км/год; транспортна швидкість до 100 км/год; необхідність збереження всіх параметрів трансмісії для режиму заднього ходу; наявність постійного приводу на всі осі колісних пар.

У березні та червні 2006 р. науковими співробітниками галузевої науково-дослідної лабораторії динаміки та міцності рухомого складу

Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна були проведені динамічні (ходові і міцнісні) та тягово-гальмівні випробування мотовоза МТ-1. Випробування – приймальні міжвідомчі, місце проведення – Львівська залізниця. Мета випробувань – перевірка відповідності конструкції дослідного зразка мотовоза МТ-1 і його динамічних показників вимогам «Технічного завдання» і нормативних документів, що визначають умови безпеки руху та експлуатації. В процесі випробувань, проведених відповідно до програми та методики, розроблених на основі вимог «Технічного завдання» і ДСТ 32.53-96, визначалися допустимі швидкості руху, тягово-гальмівні характеристики, проводилася оцінка міцності конструкції.

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 (додаток Б).

У мотовозі запропоновано використовувати ГОМТ з диференціальним механізмом на виході і можливістю синхронізованого перемикавання діапазонів під час руху. Кінематична схема трансмісії для мотовоза (рис. 3.23) була синтезована в 2004 році і запатентована як корисна модель. Трансмісія включає в себе вхідний редуктор з приводом блоку гідравлічних керованих насосів, реверсивний пристрій, коробку передач з приводом гідромотора і роздавальну коробку з можливістю передачі крутного моменту на ведучі осі. Мотовоз МТ-1 виготовлений фірмою «Крокус» і на сьогоднішній день успішно експлуатується на Львівській залізниці.

Реверсивний пристрій являє собою симетричний диференціал циліндричного типу з фрикційними муфтами включення переднього (F) і заднього (R) ходу. Коробка передач складається з двох планетарних рядів з приводом від гідромотора до сонячних шестерень обох рядів, двома приводами механічної гілки і трьома фрикційними муфтами: (T) включення першого діапазону; ($F2$) включення другого діапазону; ($F1$) включення третього

діапазону. Роздавальна коробка включає в себе простий зубчастий редуктор з прямою роздачею потужності через вихідну шестерню на дві ведучі осі з кінічними приводними редукторами і колісними парами.

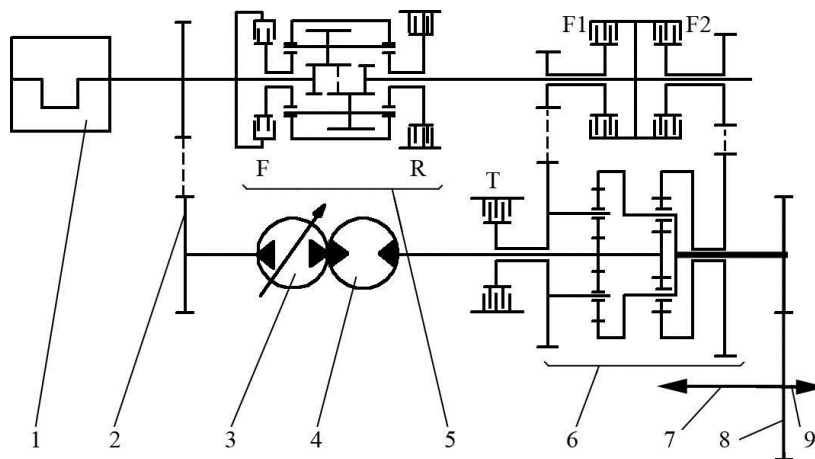


Рисунок 3.23 – Кінематична схема трансмісії мотовоза МТ-1: 1 – дизель; 2 – вхідний редуктор; 3 – блок керованих гідронасосів; 4 – гідромотор; 5 – реверсивний пристрій; 6 – коробка передач; 7 і 9 – приводи осей; 8 – роздавальна коробка

Трансмісія безступінчаста з трьома діапазонами, що включаються послідовно, за допомогою фрикційних муфт коробки передач і реверсивного пристрою з повною синхронізацією керуючих елементів.

Перший діапазон – повнопотоковий, в коробку передач входить потужність тільки від гідравлічної гілки. Включається фрикційними муфтами T і $F2$. Швидкість руху мотовоза варіюється в межах від 0 до 14 км/год як переднім, так і заднім ходом. При цьому забезпечується виконання всього переліку технологічних операцій.

Другий і третій діапазони – двопотокові, потужність від гідравлічної та механічної гілок підсумовується на планетарних рядах.

Другий діапазон включаються фрикційними муфтами F і $F2$ на передньому ході, R і $F2$ – на задньому. Швидкість руху мотовоза варіюється в межах від 14 до 42 км/год.

Третій діапазон включаються фрикційними муфтами F і $F1$ на передньому ходу, R і $F1$ – на задньому.

Швидкість руху мотовоза варіюється в межах від 42 до 100 км/год. ГОП трансмісії включає в себе блок керованих гідронасосів з сумарним значенням об'ємної постійною в $360 \text{ см}^3/\text{об}$ і некерований гідромотор з об'ємною постійною $355 \text{ см}^3/\text{об}$ виробництва фірми Rexroth (Німеччина). Регуляторна характеристика трансмісії представлена на рис. 3.24.

Алгоритм управління трансмісією і двигуном сформований з урахуванням максимально можливого використання двигуна в зоні частот обертання колінчастого валу, що відповідає найбільшому рівню паливної економічності. Для двигуна «Дойц» потужністю 330 кВт, встановленого на МТ-1, це 1200–1400 об/хв. За кінематичними залежностями була складена структурна схема, представлена на рис. 3.25.

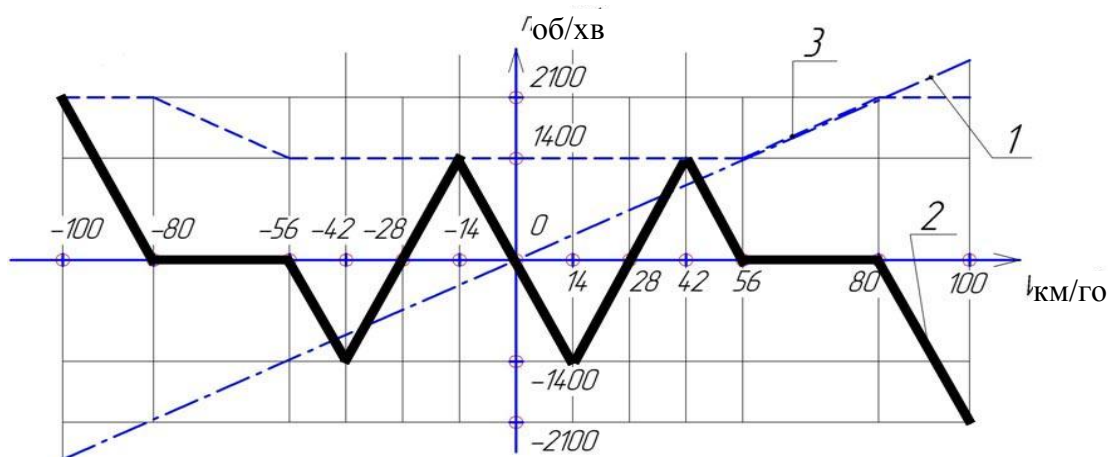


Рисунок 3.24 – Регуляторна характеристика трансмісії мотовоза МТ-1: 1 – графік зміни частоти обертання вихідного валу КП; 2 – графік зміни частоти обертання валу гідромотора; 3 – графік зміни частоти обертання колінчастого валу ДВЗ

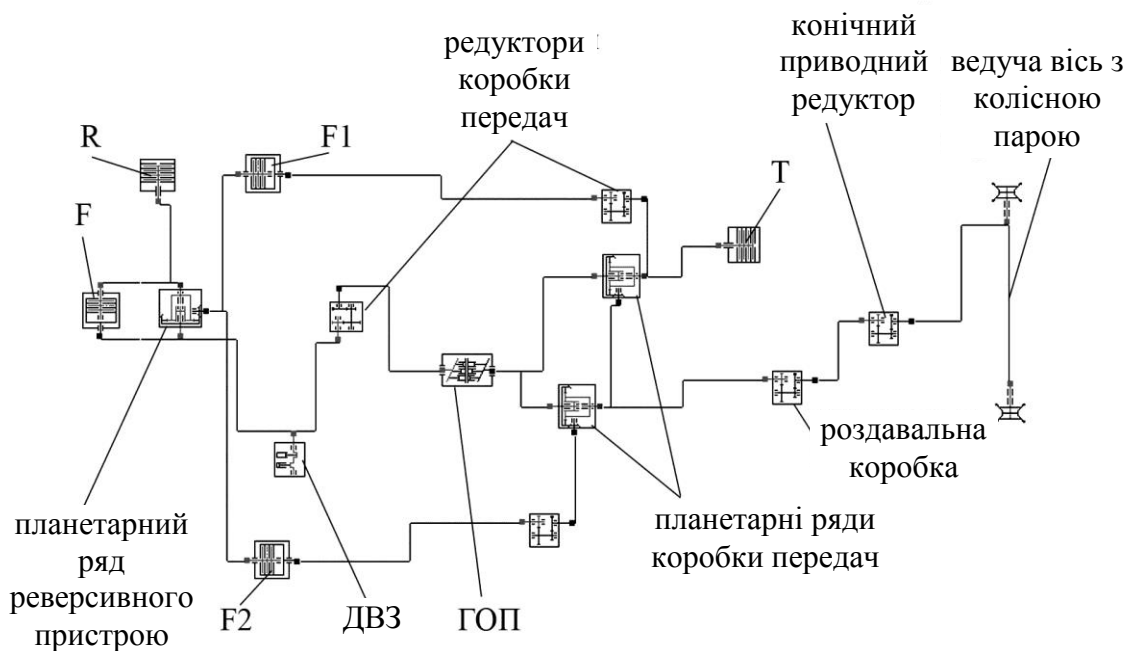


Рисунок 3.25 – Структурна схема трансмісії мотовоза МТ-1

Результати моделювання роботи даної трансмісії з використанням розробленої математичної моделі в програмному продукті MatLab/Simulink наведені на графіках на рис. 3.26 – 3.27. По вертикалі відкладені значення шуканих параметрів – тиск в ГОП, кутова швидкість, параметр регулювання ГОП, гальмівний шлях та швидкість мотовоза, по горизонталі – час гальмування.

Аналіз отриманих результатів в порівнянні з результатами проведених ходових випробувань (додаток Б) приводить до наступних висновків:

1. При гальмуванні порожнього мотовоза при русі на транспортному діапазоні на рівній ділянці шляху зі швидкості 20 км/год з використанням способу гальмування №3 (рис. 3.26) гальмівний шлях МТ-1 складає 22 м (20 м на випробуваннях).

2. При гальмуванні порожнього мотовоза при русі на транспортному діапазоні на ділянці колії з ухилом 12‰ зі швидкості 20 км/год з використанням способу гальмування №3 (рис. 3.27) гальмівний шлях МТ-1 складає 32 м (30 м на випробуваннях).

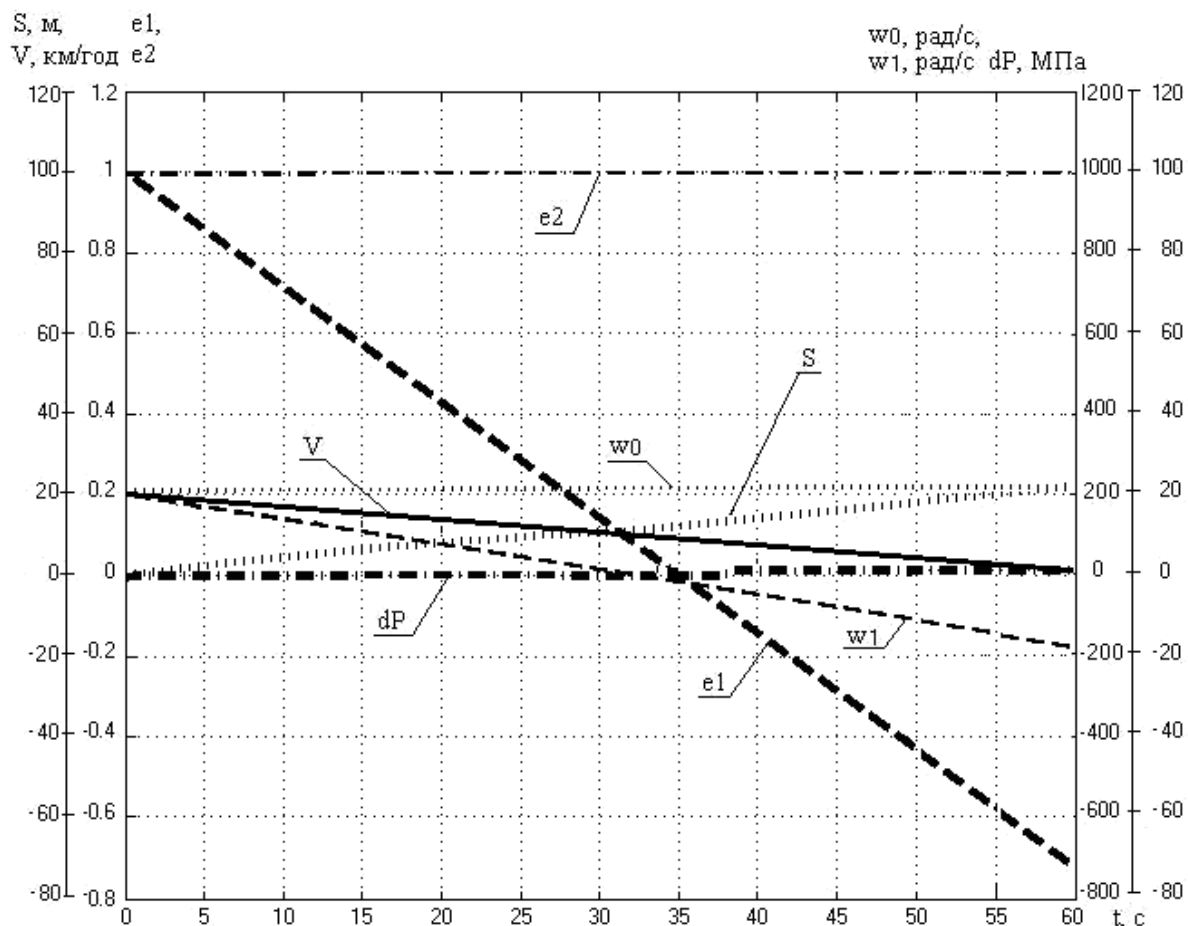


Рисунок 3.26 – Результати моделювання гальмування мотовоза МТ-1 на рівній ділянці шляху з використанням способу гальмування №3

Результати роботи трансмісії в складі мотовоза МТ-1, отримані при розрахунково-теоретичному моделюванні процесу гальмування з застосуванням розробленої математичної моделі, збігаються результатами ходових випробувань (додаток Б). Прийнятна збіжність результатів отриманих при проведенні розрахунково-теоретичного моделювання і ходових випробувань мотовоза МТ-1 (розбіжності становлять близько 10%) свідчить про коректність розробленої математичної моделі і про достовірність результатів, одержаних з застосуванням розробленої математичної моделі.

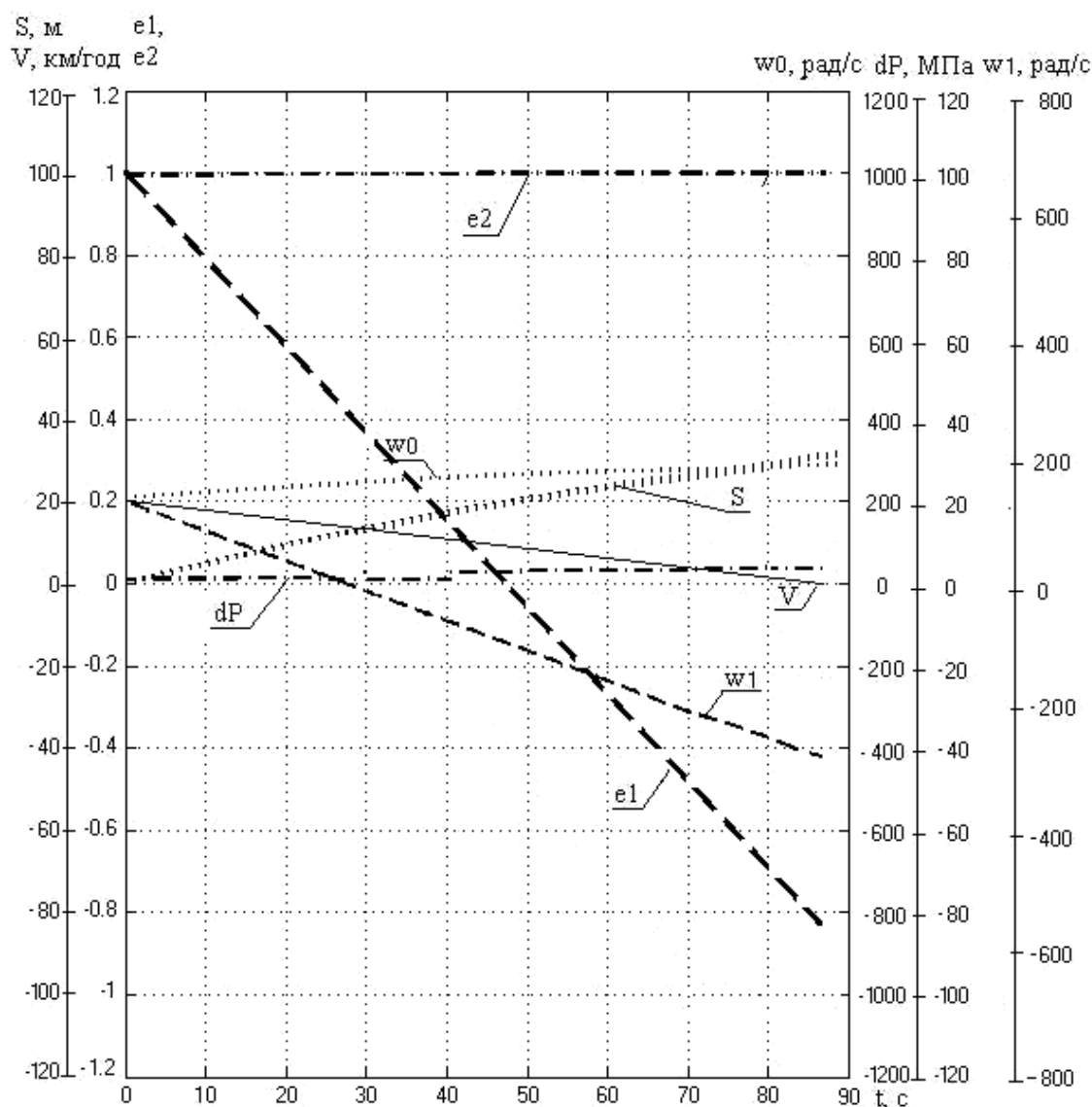


Рисунок 3.27 – Результати моделювання гальмування мотовоза МТ-1 на ділянці колії з ухилом 12‰ з використанням способу гальмування №3

Висновки за розділом

1. За рахунок кінематичного розриву механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ сила тяги шахтного дизелевоза в процесі гальмування на розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ суттєво не впливає.

Прослідковується чітке зниження значень перепаду робочого тиску в ГОП до 45,2% та кутової швидкості валу гідронасоса до 72,8% при початку

гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 зі швидкості V_{max} замість швидкості $0,5 \cdot V_{max}$.

Механічні гілки замкнутих контурів ГОМТ №1 та ГОМТ №2 в процесі гальмування завжди розвантажені, оскільки моменти рівні 0 на ланках “1”, “20” та “4” ГОМТ №1, та “1”, “2”, “3”, “6” та “7” ГОМТ №2. По гідравлічній гілці ГОМТ №1 потужність передається лише до ГОП і не перевищує 1,55 кВт, гідравлічна гілка ГОМТ №2 розвантажена повністю.

Виходячи з комплексного дослідження процесу гальмування дизелевоза з ГОМТ №1 та ГОМТ №2 при кінематичному від’єднанні двигуна від коліс, в обох випадках реалізація процесу гальмування для збереження працездатності трансмісії повинна відбуватися до повної зупинки дизелевоза.

2. В процесі теоретичного дослідження процесу гальмування дизелевоза за рахунок ГОП та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв’язку двигуна з колесами встановлено, що механічна гілка замкнутого контуру ГОМТ в процесі гальмування більш навантажена. Через механічну гілку замкнутого контуру передається потужність більша, ніж через гідравлічну: до 6,3 рази в ГОМТ №1 та до 21,5 рази в ГОМТ №2.

Зі зменшенням сили тяги дизелевоза з 8-вагонеток до 2-х при гальмуванні на спуску для усіх ГОМТ спостерігається зменшення потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру до 55,4%, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 28,2%, гальмівного шляху до 44,2%; при гальмуванні на підйомі спостерігається збільшення: перепаду робочого тиску в ГОП до 41,2 рази, потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру до 12,3 рази, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 8,5 рази, гальмівного шляху до 3,9 рази.

Прослідковується чітке підвищення потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 15,9 рази та кутової швидкості

валу гідромотора до 22,6 разів при початку гальмування зі швидкості V_{max} замість швидкості $0,5 \cdot V_{max}$.

Використання даного способу реалізації процесу гальмування неприпустимо, оскільки супроводжується перевищенням допустимого значення перепаду робочого тиску в ГОП до 2,8 разів.

3. В процесі теоретичного дослідження процесу гальмування дизелевоза за рахунок ГОП при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами встановлено, що механічна гілка замкнутого контуру ГОМТ в процесі гальмування більш навантажена. Через механічну гілку замкнутого контуру передається потужність більша, ніж через гідравлічну: до 90,0 разів в ГОМТ №2 (приводити дані по ГОМТ №1 недоцільно, оскільки ГОП не здатна повністю зупинити дизелевоз).

Зі зменшенням сили тяги дизелевоза з ГОМТ № 2 з 8-вагонеток до 2-х при гальмуванні на спуску спостерігається зменшення: перепаду робочого тиску в ГОП до 81,5%, кутової швидкості валу гідронасоса до 43,0%, кутової швидкості валу гідромотора до 42,9%, потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру до 94,1%, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 93,6%, гальмівного шляху до 5,1%; при гальмуванні на підйомі спостерігається зменшення: перепаду робочого тиску в ГОП до 39,1%, кутової швидкості валу гідромотора до 75,8%, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 90,0%, гальмівного шляху до 3,9 рази, кутова швидкість валу гідронасоса та потужність, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру залишаються незмінними.

Прослідковується чітке збільшення значень кутової швидкості валу гідронасоса до 97,0%, валу гідромотора до 85,5 разів, потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 84,0 разів, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 12,9 рази при початку гальмування зі швидкості V_{max} замість швидкості $0,5 \cdot V_{max}$.

Використання даного способу реалізації процесу гальмування дозволяє сповільнити рух дизелевоза з ГОМТ №2 без обов'язкової зупинки, проте необхідно для кожної схеми ГОМТ ще на етапі розробки системи управління лімітувати інтенсивність зміни параметрів e_1 та e_2 на певному рівні, щоб водій не мав можливості даний спосіб використовувати для екстреного гальмування.

4. В процесі теоретичного дослідження процесу гальмування дизелевоза за рахунок гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку двигуна з колесами встановлено, що механічна гілка замкнутого контуру ГОМТ в процесі гальмування більш навантажена. Через механічну гілку замкнутого контуру передається потужність більша, ніж через гідравлічну: до 8,1 рази в ГОМТ №1 та до 95,0 рази в ГОМТ №2.

Зі зменшенням сили тяги дизелевоза з 8-вагонеток до 2-х при гальмуванні на спуску для усіх ГОМТ спостерігається зменшення потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру до 92,7%, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 47,7%, гальмівного шляху до 46,1%; при гальмуванні на підйомі спостерігається збільшення: перепаду робочого тиску в ГОП до 4,05 рази, кутової швидкості валу гідронасоса до 3,03 рази, кутової швидкості валу гідромотора до 4,4 рази, потужності, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру до 15,04 рази, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 15,04 рази, гальмівного шляху до 3,9 рази.

Прослідковується чітке підвищення кутової швидкості валу гідромотора до 465,5 рази, потужності, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ до 15,9 разів при початку гальмування зі швидкості V_{max} замість швидкості $0,5 \cdot V_{max}$.

Використання даного способу реалізації процесу гальмування неприпустимо, оскільки супроводжується перевищенням допустимого значення перепаду робочого тиску в ГОП до 2,74 разів.

5. 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 представляється можливим.

6. Використання ГОМТ №2 на дизелевозах допускається за умови використання 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).

7. Результати роботи трансмісії в складі мотовоза МТ-1, отримані при розрахунково-теоретичному моделюванні процесу гальмування з застосуванням розробленої математичної моделі, збігаються результатами ходових випробувань. Прийнятна збіжність результатів отриманих при проведенні моделювання і ходових випробувань мотовоза МТ-1 свідчить про коректність розробленої математичної моделі і про достовірність результатів, одержаних з застосуванням розробленої математичної моделі.

РОЗДІЛ 4

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ОДНОВІСНИХ ПЛАНЕТАРНИХ РЕДУКТОРІВ

4.1 Рішення задач пошуку раціональних параметрів трансмісій шахтних дизелевозів методами прямої оптимізації

Будь-яка інженерна задача передбачає знаходження раціональних або оптимальних різноманітних кількісних, якісних (бінарних: 0; 1 – відсутність або наявність даного чинника), логічних та інших параметрів досліджуваної машини. Пошук екстремального рішення ускладнюється видом реальної (що не піддається диференціюванню, розривної, ступінчастої, цілочисельної та ін.) цільової функції (ЦФ), складністю опису обмежень, що накладаються на її область визначення (ОВ), можливою взаємозалежністю окремих параметрів і, найголовніше, – відсутністю гарантії знаходження всього комплексу потенційних рішень для подальшого вибору необхідного (глобального) рішення [151]. В даному контексті такою є задача пошуку раціональних параметрів трансмісій шахтних дизелевозів. Рішення її безпосередньо впливає на ефективність роботи рейкового транспорту шахт шляхом технічного вдосконалення засобів тяги – локомотивів, найбільш перспективними з яких є дизелевози [138].

Побудова універсального алгоритму визначення залежностей формування та передачі потоків потужності в елементах трансмісій шахтного дизелевоза дозволить: розробити узагальнену інтегральну систему критеріїв оцінки ефективності варіантів трансмісій і отримати нові технічні рішення по вдосконаленню трансмісії шахтного дизелевоза [140, 132]. Актуальність, з точки зору прикладної математики, полягає в розробці послідовних варіантів поетапного алгоритму поєднання: найбільш ефективною модифікації симплексного методу Нелдера-Міда [55]; зондування досліджуваного N -вимірного простору варійованих факторів (за допомогою ЛП-т сіток [125]);

локалізації знайдених екстремумів (внесенням новозбудованих однозв'язних обмежень на ОВ ЦФ); аналізу знайдених рішень-екстремумів по приналежності їх заданим або побудованим межах.

Рішення поставлених завдань дозволить побудувати адекватні математичні моделі ККД окремих гідромашин і ККД гідрооб'ємних передач у цілому, які будуть враховувати напрямок потоків потужності через ГОП, а також розробити і апробувати узагальнені алгоритми прямої оптимізації для вирішення науково-дослідних і прикладних задач гірничого машинобудування.

Аналіз літератури, присвяченої перерахованим вище питанням, дозволяє сформулювати такі висновки і необхідні напрямки роботи:

- безступінчасті гідрооб'ємні механічні трансмісії (ГОМТ) є найбільш перспективними пристроями передачі потужності на робочі органи транспортних машин, в т.ч. і сучасних шахтних дизелевозів [138, 140], рис. 4.1;

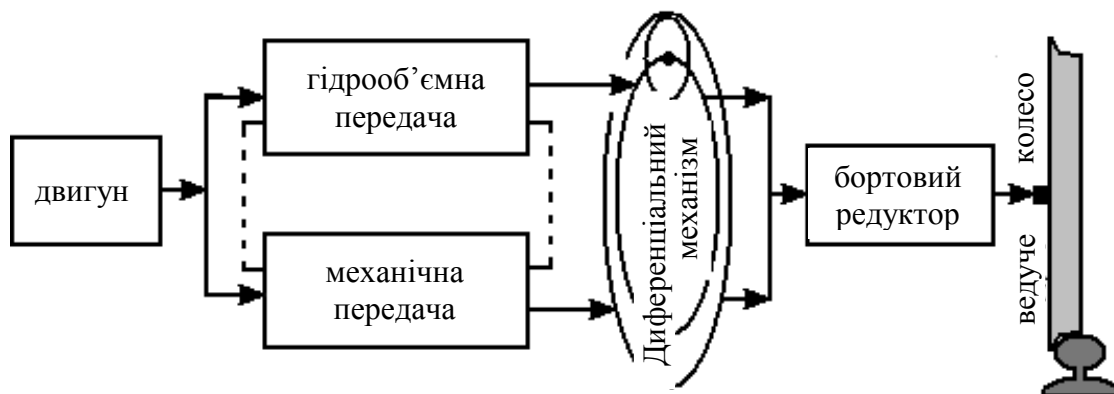


Рисунок 4.1 – Структурна схема двохпотокової ГОМТ

- складність і громіздкість (через взаємозалежність параметрів ГОМТ, (рис. 4.2) і експериментального визначення коефіцієнтів втрат (рис. 4.3)) проведення досліджень вимагає розробки і застосування простого і надійного варіанту методу оптимізації для вирішення основної екстремальної задачі (пошук раціональних параметрів, в нашому випадку – ККД ГОМТ (рис 4.4)) і допоміжних завдань оптимізації (обробка експериментальних даних, побудова ліній тренду (рис. 4.3), рішення рівнянь і ін. з використанням методів прямої оптимізації);

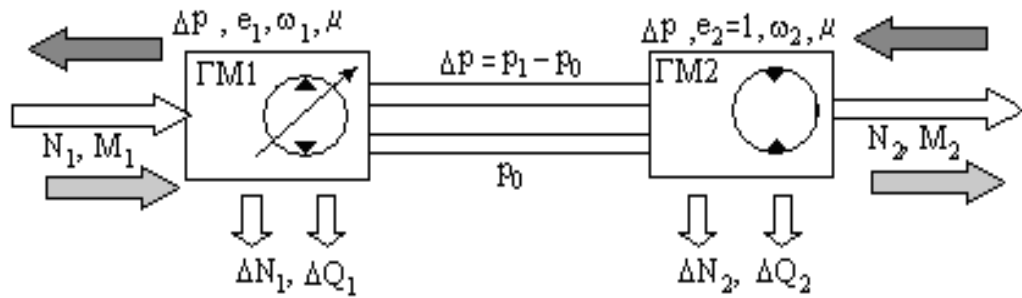


Рисунок 4.2 – Робочі параметри та втрати гідромашин об'ємного типу в прямому та зворотному потоках потужності через ГОП

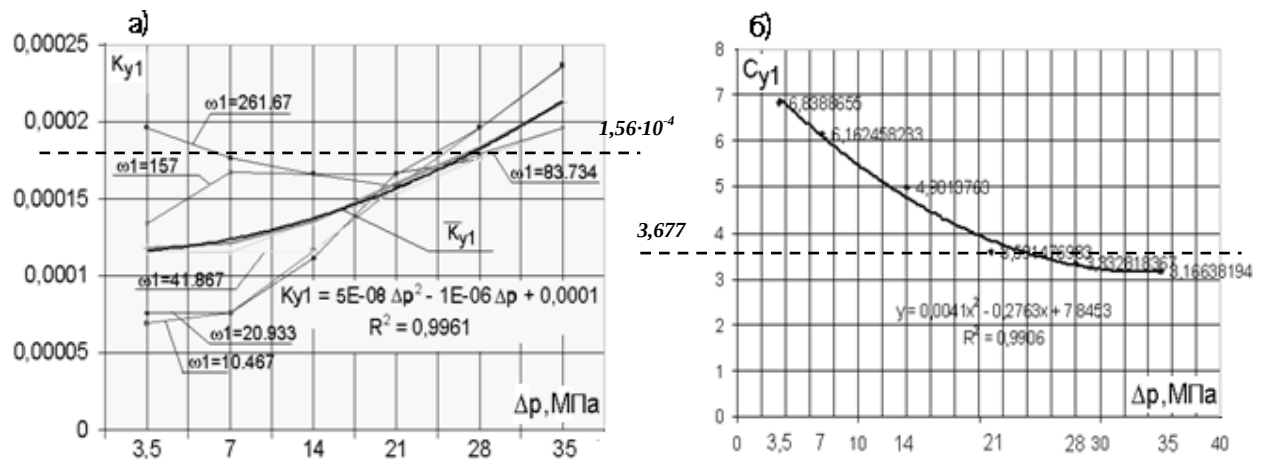


Рисунок 4.3 – Лінія тренду для коефіцієнтів втрат: а) K_{y1} ; б) C_{y1} для гідронасоса

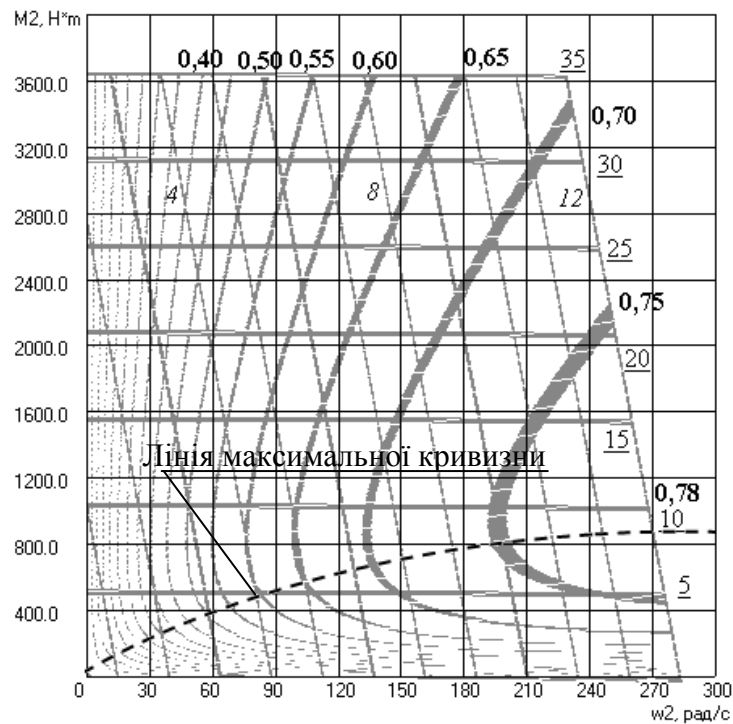


Рисунок 4.4 – Універсальна характеристика ГОП-900 [106]

- рівномірне зондування простору за допомогою ЛП-т сіток [125] – як метод прямого перебору потенційних рішень і (або) рівномірне розподілення початкових симплексів по ОВ ЦФ (рис. 4.5);

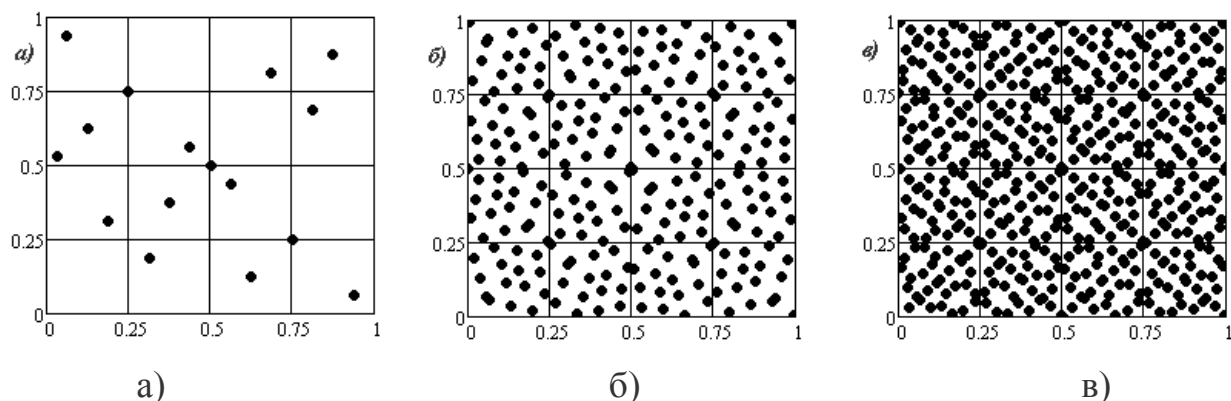


Рисунок 4.5 – Двомірне розподілення ЛП-т послідовностей в одиничному квадраті: а) $n=16$ точок; б) $n=16^2=256$ точок; в) $n=512$ точок

- локалізація знайденого симплексним методом Нелдера-Міда, (рис. 4.6) екстремуму (зворотний хід завдання оптимізації – метод «компаса», [106] (рис. 4.7а);

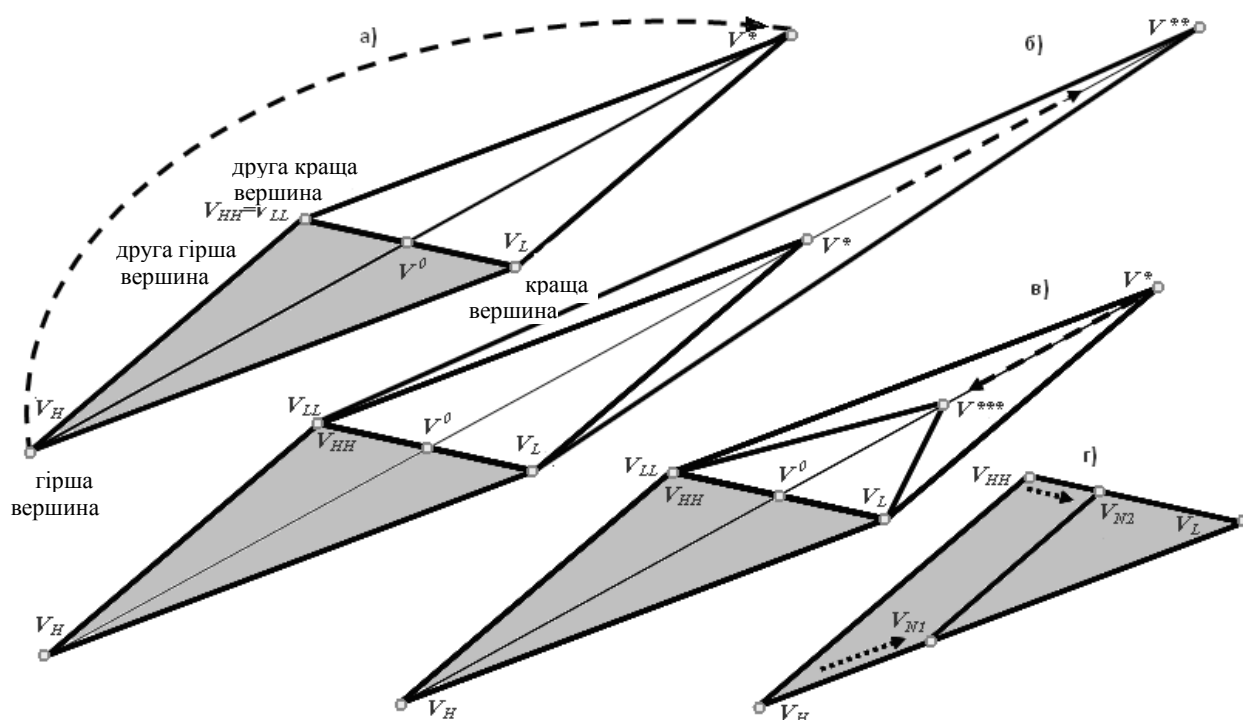


Рисунок 4.6 – Основні дії симплексного метода Нелдера-Міда (прямий хід): а) відображення; б) розширення; в) стиснення; г) редукція. Початковий симплекс операції – сірий

- для опису меж областей та обмежень на ОВ ЦФ використовувати тривіальний підхід – гіперплощини в N -вимірному просторі і внутрішніх областях симплексів, з урахуванням запропонованого в [55] методу сумарного штрафу всередині симплекса (штраф – пропорційний відстані від центру C симплекса) (рис. 4.7б);

- для цілочисельних задач, таких як проектування одновісних планетарних передач (визначення числа зубців зубчастих коліс) також доцільно використовувати метод прямої оптимізації у вигляді тривіального, безпосереднього перебору (без зондування цілочисельного простору чинників) всіх можливих варіантів рішень, які задовольняють накладені обмеження (чотирьом умовам: дотримання передавального відношення; співвісності; сусідства; збірки);

- подальше удосконалення запропонованого алгоритму передбачається проводити за напрямками:

а) облік «вваженості» вершин симплекса (облік значень ЦФ в них) для вибору достовірних коефіцієнтів відображення, розширення, стиснення і редукції;

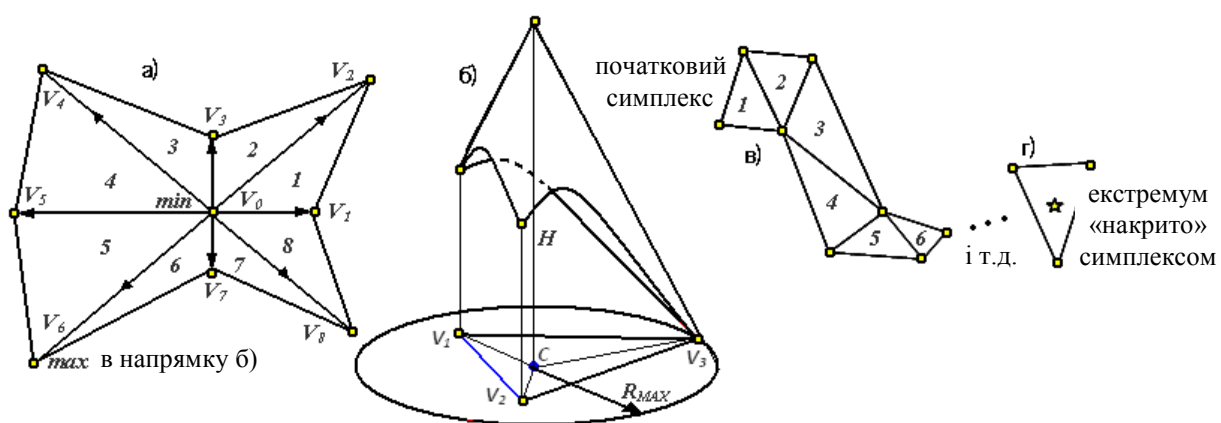


Рисунок 4.7 – Зворотній хід симплексу та локалізація знайденого екстремуму:

а) локалізація знайденого симплексним методом Нелдера-Міда, екстремуму (зворотній хід задачі оптимізації – метод «компаса»), б) штрафна конусна поверхня у внутрішній області симплекса; в) симплекс рухається; г) симплекс «накрив» екстремум.

б) розробка окремих стратегій раціональної поведінки симплекса при підході до екстремуму (рис. 4.7в) і при «накриванні» симплексом околиці екстремуму (рис. 4.7г);

в) вибір форми і розмірів початкового симплекса;

г) збір з подальше використання інформації про розміри симплексів, коефіцієнтів їх «деформації», відстані між екстремумом і початковою точкою.

Для вирішення зазначених завдань двохпотоківих трансмісій шахтних дизелевозів необхідно розробити універсальний метод прямої оптимізації. Він повинен дозволяти виявляти шукані екстремуми за мінімальну кількість звернень до процедури обчислення ЦФ, а не за мінімальну кількість ітерацій. Із рис. 4.5 слідує, що різні дії симплексного методу Нелдера-Міда мають не однакову кількість обчислень величин V_{MN} , тобто звернень до ЦФ, тому через неідентичність зазначених дій (за обсягом обчислень) необхідно оцінювати процес знаходження рішення за кількістю підрахунків ЦФ – $f(X) = f(x_1, x_2, \dots, x_{N-1}, x_N)$.

Пошук більшої, ніж один, кількості екстремумів пропонується здійснювати по мірі ускладнення алгоритму даної оптимізаційної задачі за рахунок підключення програмних блоків зондування, локалізації, введення штрафних складових, перевірки обстеження всього обсягу ОВ ЦФ, зовнішня межа якої традиційно описується N -вимірним гіперкубом

$$x \min_i \leq x_i \leq x \max_i \quad (4.1)$$

де $i=1,2\dots N$, N – розмірність простору ОВ ЦФ.

Симплекс в N -вимірному просторі представляємо набором з $N+1$ точок (вершин), $C_{N+1}^N = N+1$ підмножин яких – межі симплекса, описувані гіперплощинами, кожна з яких проходить через свої N точок. Рівняння і міра віддалення точки від гіперплощини наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Загальна формула гіперплощини і відстані в N -вимірному просторі

Розмірність простору	Координати точки	Рівняння гіперплощини	Відстань від точки до гіперплощини
1	x_1	$Ax - B = 0$ (точка $x = \text{const} = B/A$)	$d = \left \frac{Ax_1 - B}{\sqrt{A^2}} \right = \left x_1 - \frac{B}{A} \right $
2	x_1, y_1	$Ax + By + C = 0$ (пряма)	$d = \left \frac{Ax_1 + By_1 + C}{\sqrt{A^2 + B^2}} \right $
3	x_1, y_1, z_1	$Ax + By + Cz + D = 0$ (площина)	$d = \left \frac{Ax_1 + By_1 + Cz_1 + D}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}} \right $
N	$x_1, x_2 \dots x_N$	$A_0 + \sum A_i \cdot x_i = 0$ (гіперплощина)	$d = \left \frac{\sum A_i \cdot x_i + A_0}{\sqrt{\sum A_i^2}} \right $

Для отримання коефіцієнтів рівняння гіперплощини, що проходить через N точок необхідно вирішити систему N лінійних рівнянь, з одиничним вектором вільних членів, відносно N невідомих $(-A_i \cdot A_0^{-1})$ – аналог рівняння лінії або площини «в відрізках». Для кожної j -ої точки $X_j = \{x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{Nj}\}$, $j = 1 \dots N$, j – е рівняння має такий вигляд $\sum_{i=1}^N \frac{A_i}{-A_0} x_{i,j} = 1$, а проблема (неприналежність точки V гіперплощини або невідповідність точки V нерівності, описаної гіперплощиною) визначається як $\Delta_V = \Delta(A_0^{-1} \cdot \bar{A}, \bar{V}) = \left| \sum_{i=1}^N \frac{A_i}{-A_0} v_i - 1 \right|$.

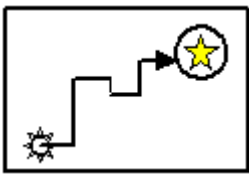
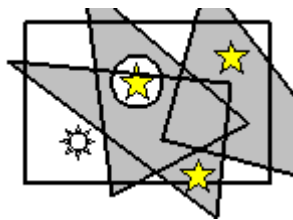
Тоді N -вимірний об'єм внутрішньої області симплекса визначається за формулою [55]:

$$S = \frac{1}{N!} \det \begin{bmatrix} x_{1,1} & x_{1,2} & \dots & x_{1,N} & 1 \\ x_{2,1} & x_{2,2} & \dots & x_{2,N} & 1 \\ & & \vdots & & \\ x_{N,1} & x_{N,2} & \dots & x_{N,N} & 1 \\ x_{N+1,1} & x_{N+1,2} & \dots & x_{N+1,N} & 1 \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Величину сум таких об'ємів $\sum_{k=1...K} S_k$ (за всіма K , введеними при локалізації знайдених екстремумів (кратним 4 або 8) (рис. 4.7а) слід порівняти з об'ємом гіперкуба (4.1) $\Pi = \prod_{i=1...N} (x_{\max_i} - x_{\min_i})$, і в випадку достатнього перекриття $(2...3) \cdot \Pi = S$ площі вводиться новий критерій припинення розрахунків через вичерпність об'єму області зовнішнього гіперкуба.

Можливі результати роботи алгоритму симплекс-пошуку представлені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Можливі результати роботи алгоритму симплекс-пошуку

Вихід початкового симплекса з		Простий симплекс-пошук (одна початкова точка – один знайдений екстремум)		Локалізація кожного знайденого екстремуму	
Однієї точки		Єдиний знайдений екстремум		Вибір кращого екстремуму	
Із вузлів ЛП-т сітки – зондування простору					Єдиний знайдений екстремум
		Вибір кращого екстремуму			
  		– вузол ЛП-т сітки (початкова точка), знайдений та кращий екстремум			
 		– зовнішній гіперкуб, частина області локалізації у вигляді симплексу			

З іншого боку, якщо після достатньої локалізації ОВ ЦФ стане порожньою множиною – тобто повністю перекритою $N_{\text{ЛПт}} = N_{\text{EXTR}}$ кількістю симплексів, то згідно [55], останній екстремум буде знаходитися в точці з мінімальним сумарним штрафом і, отже, на гіперплощині, що дає

максимальний штраф. Останнє, в разі спрощеного розташування лінійних обмежень або некоректного задання ОВ ЦФ вихідними обмеженнями, дозволяє встановити (при варіюванні величин штрафів) причину несумісності, для подальшого її усунення.

Нелінійні обмеження, що накладаються на ОВ ЦФ, матимуть відмінні від лінійних обмежень неузгодженості Δ_{NL} , тому іноді їх доцільно вносити окремим доданком в процедуру обчислення ЦФ. У той же час, використання сумарних неузгодженостей у внутрішній області симплексів локалізації дає результат – сталість сумарної неузгодженості $\Delta_{SIMP} = N! \cdot S = const$, згідно [55] і формули (4.2). Тому пропонуємо вводити спеціальне штрафкування (рис. 4.7б) у внутрішній області симплексів локалізації за оцінкою відстані від центру симплекса

$$x_{Ci} = (N + 1)^{-1} \cdot \sum_{j=1}^{N+1} x_{j,i}.$$

Велика кількість розглядуваних симплексів і гіперплощин-обмежень змушує розбити процедуру підрахунку сумарного штрафу на блоки:

- 1) розрахунок штрафу від незадоволення одного лінійного обмеження;
- 2) розрахунок сумарного штрафу у внутрішній області одного симплекса, $N+1$ звернення до першого блоку;
- 3) розрахунок сумарного штрафу за всіма N_{EXTR} наявними симплексами, з такою ж кількістю раз звернень до другого блоку.

Подальший підрахунок всього сумарного штрафу в даній точці V .

Апробацію алгоритму проведемо на перерахованих вище оптимізаційних задачах з метою перевірки працездатності елементів, процедур і блоків пропонованого алгоритму.

1. Побудова ліній трендів для коефіцієнтів втрат ГОП (рис. 4.3). Задача має місце через необхідність розділення експериментальних змінних-чинників. Являє собою аналог «методу найменших квадратів», цільова функція в якому – унімодальна. Отримані рішення представлені на рис. 4.3 а) та б). Вони були

досягнуті при 197 і 254 визначеннях ЦФ (мінімум квадратичної кореляції R^2) відповідно. Аргументи ЦФ – коефіцієнти поліномів II ступеня щодо Δp . Отримане рішення дозволяє використовувати більш достовірні, ніж незмінні, постійні $K_{yI}=1,56 \cdot 10^{-4}$ і $C_{yI}=3,67$ [138] (пунктирні лінії на рис. 4.3)) аналітичні залежності обох коефіцієнтів втрат від Δp .

2. Визначення ККД гідрооб'ємної передачі (рис. 4.4) є продовженням попередньої задачі. Побудова ліній рівня тут проводиться ітераційним методом, а перетин розглянутих поверхонь в одній (шуканій) точці максимального ККД розглядається послідовно, за принципом номограм. Це очевидно пов'язано зі складністю побудови лінії «хребта» (просторової лінії, що з'єднує точки максимальних кривизн плоских ліній рівня поверхні ККД). Таким чином, ця оптимізаційна задача є істотно нелінійною через: по-перше, необхідність побудови нелінійної функції кривизни; по-друге, знаходження максимумів нелінійної функції. Обмеження на ОВ ЦФ – не лінійні і залежать від параметрів конкретної ГОП.

4.2 Цілочисельна оптимізація параметрів одновісних планетарних редукторів

Диференціальні передачі, що включають планетарні редуктори (ПР), є обов'язковими елементами трансмісій сучасних гусеничних і сільськогосподарських машин, тракторів і шахтних локомотивів, де в потрібних діапазонах обертання і потужності реалізується безступінчаста передача від двигуна до ведучих коліс, [132, 138]. З огляду на можливу зміну (величини і напрямку), а також розподіл потоків потужності, що проходять через гілки таких трансмісій, завдання визначення умов раціональних параметрів окремих елементів складних комплексів трансмісій (рис. 4.8) є безсумнівно актуальною для проектування гідрооб'ємних механічних трансмісій, особливо при багатокритеріальній (ККД трансмісії, габаритні розміри, вартість виготовлення, питання міцності, надійності та ін.) оптимізації.

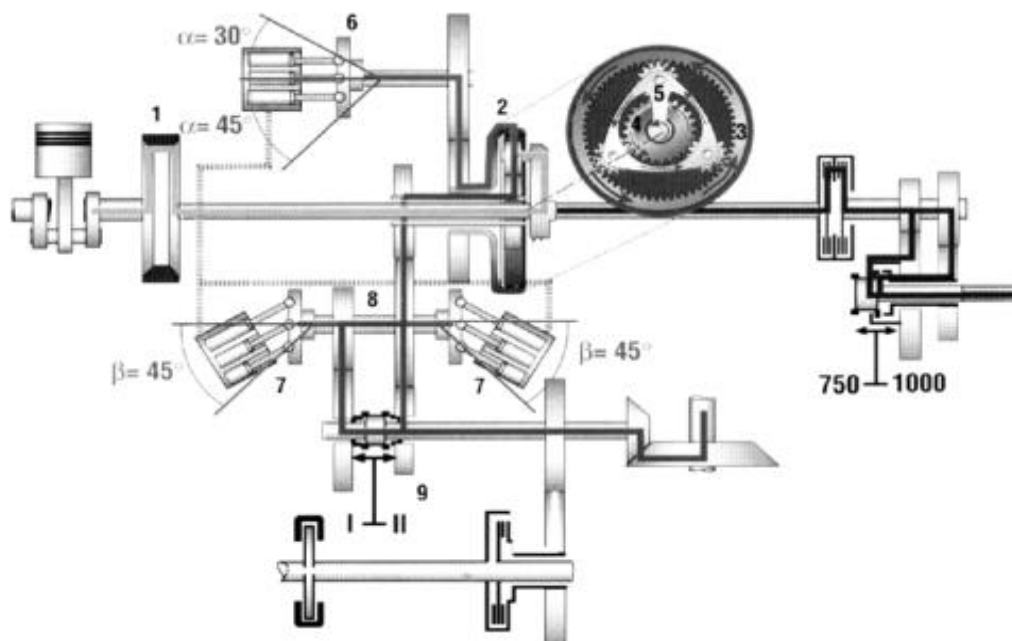


Рис. 4.8 – Кінематична схема ГОМТ Fendt-Vario: 1 – демпфуюча муфта; 2 – планетарна передача; 3 – коронна шестерня; 4 – сонячна шестерня; 5 – водило; 6 – гідронасос; 7 – гідромотор; 8 – підсумовуючий вал; 9 – муфта перемикання діапазонів

З наукової, точніше з точки зору прикладної математики, завдання проектування і розрахунку ГОМТ є актуальною: 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 [132], наприклад модифікованим симплексним методом Нелдера-Міда, [55]. 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. Наприклад, пріоритет надійності гідронасоса (рис. 4.8) в 1,7 рази більше, ніж пріоритет вартості виготовлення всіх сателітів ПР.

У будь-якому випадку проектувального розрахунку складної механічної системи необхідно побудувати окремі цільові функції параметрів всіх виділених елементів системи для подальшого вирішення загального завдання або повузлового комплексу завдань оптимізації. 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 зубців за заданим передавальним відношенням u_{1H} , [55] і довірити всі рутинні рекурентні арифметичні дії комп'ютеру.

Основна перевага ПР в порівнянні зі звичайними рядними редукторами полягає у якісній їх відмінності – наявності рухомих (оберткових) осей зубчастих коліс, сателітів (рис. 4.9а) у внутрішньому просторі самого редуктора. Ця відмінність дозволяє істотно збільшувати передавальне відношення при незначному ускладненні конструкції редуктора при однаковій ступені рухливості зубчастих передач, що розглядаються (рядний і ПР), механізму $W=1$. У ПР одночасно реалізується послідовне і паралельне з'єднання зубчастих коліс, що дає можливість отримання більш високих значень передавальних чисел u_{1H} (вхідна ланка – 1, вихідна – водило Н) в порівнянні з рядними редукторами при використанні одних і тих же зубчастих коліс. Ускладнення конструкцій виправдано також можливістю отримання різних передавальних відношень для одного і того ж набору зубчастих коліс. У спеціальних ПР при різній фіксації ланок реально отримати вже коробки передач, в яких зубчасті колеса не потрібно вводити-виводити в-з зачеплення, а

досить їх розгальмовувати-загальмовувати. При зворотному використанні деяких ПР – як мультиплікаторів (вхідна ланка – водило), теоретично можливе отримання як завгодно великого передавального числа $u_{H1}=1/u_{1H}$, [19, с.298]. Це приваблива пропозиція наряду з компактністю ПР (габаритні розміри рядних редукторів приблизно в 2 рази перевищують розміри ПР, при використанні однакового ряду зубчастих коліс, [33]) підтверджує практичну цінність і зацікавленість дослідників і проєктантів ГОМТ в розробці алгоритму визначення оптимальних параметрів ПР і порівняння різних їх схем і критеріїв оптимізації з метою знаходження найбільш раціональних підходів в отриманні шуканих рішень.

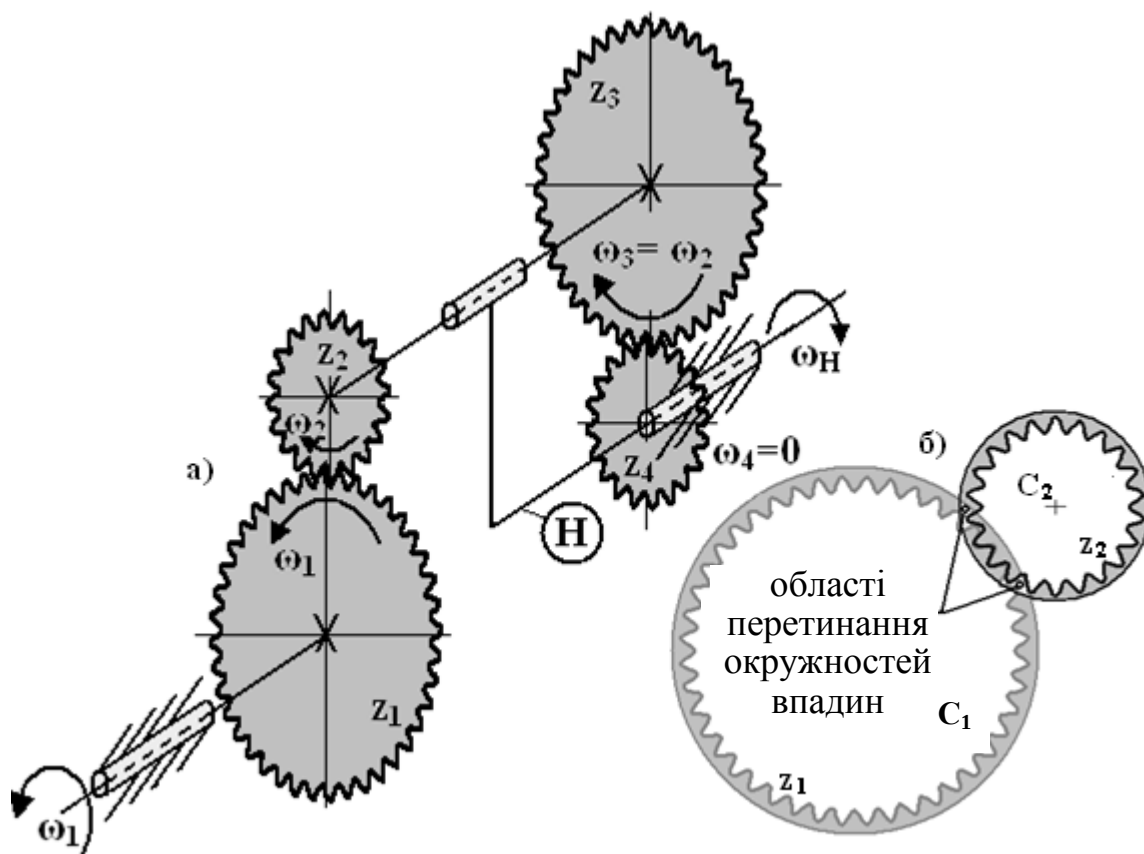


Рис. 4.9 – а) схематичне представлення найпростішого ПР за допомогою графічних засобів MathCad, лінія зубів – синусоїда, Н – водило; б) неможливість побудови працюючого зубчастого зачеплення з парою коліс внутрішнього зачеплення.

Компактність одноосьових або співвісних (по осях вхідної z_1 і вихідної z_4 ланок) (табл. 4.3) ПР характеризується відстанню між торцями валів цих ланок і дозволяє домогтися зменшення поздовжнього габаритного розміру редуктора за рахунок з'єднання зведеного сателіта зовнішнього зачеплення z_2 і z_3 в одну ланку $z_2=z_3$ схеми AI і $\bar{A}\bar{I}$ (табл. 4.3). Отримане при цьому приблизне подвоєння навантаження сателітів можна компенсувати в K разів за рахунок введення в зачеплення K сателітів в ПР. В такому випадку можна вважати, що всі зубчасті колеса ПР обертаються і лежать в одній площині, а це, так звані, редуктори Джемса, [63, с.826], що використовуються в механічних вузлах пристроїв. Редуктори аналогічних і розглянутих схем застосовуються в ГОМТ шахтних дизелевозів, [132, 138], приводах допоміжних механізмів і пристроїв морських суден, [128] та ін. Причому, напевно, через застосування ПР в різних областях машинобудування єдине, принципове позначення, що відповідає кінематичній схемі і використанню різних зубчастих коліс, в даний час відсутнє. Так, в роботі [66] (хімічне машинобудування) наведені позначення, що відповідають тільки виду зачеплення (зовнішнє, внутрішнє) на I і II ступенях ПР, а в підручниках [13, с.76] (немеханічні спеціальності) і [33, с.308] (механічні спеціальності) наведені ті ж редуктори без будь-яких позначень схем, з єдиною, загальною їх характеристикою – найбільш поширені.

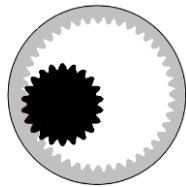
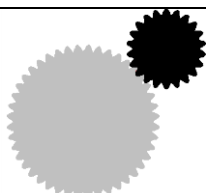
Розглянемо схеми ПР, представлені в табл. 4.3. Вибір такого ряду схем, очевидно, пов'язаний з навчальною метою – показана можливість застосування: симетричних вірсно радіуса водила ступеней з однаковими зачепленнями зовнішнього (AA), внутрішнього (II) виду; різних зачеплень на ступенях ПР – схема (AI); зведення останньої схеми до редуктора Джемса ($\bar{A}\bar{I}$) [149]. Цим показані можливі варіанти компоновання і зміни структури сателітів, послідовності застосовуваних букв A і I відповідають виду зачеплення відповідної ступені. Схеми IA і $\bar{I}\bar{A}$ без пояснення причин не розглядаються. Пропонуємо розглянути всі можливі варіанти компоновання найпростіших 4-ланкових ПР, з урахуванням того, що кожна ланка (зубчасте колесо) може бути виконано в 2-х видах – з внутрішнім і зовнішнім зачепленням, зачепленню

будуть відповідати індекси 0 і 1, (табл. 4.3). У загальному випадку будемо мати $2^4=16$ варіантів схем (табл. 4.5), наведених в двійковій системі. У табл. 4.5 сірими підкладками відзначені варіанти 00, що зустрічаються для обох ступеней. Вони не можуть бути виконані конструктивно (рис. 4.8 б). Інші 9 варіантів схем обведені в табл. 4.5 жирною рамкою, 3 з них були розглянуті [33, 8, 9].

Таблиця 4.3 – Схеми ПР та умови підбору зубчасті коліс

Позначення	Схеми одновісних ПР та їх позначення в машинобудуванні			
z_1 – ведуче колесо z_2, z_3 – сателіти z_4 – «сонце» H – ВОДИЛО	AA	II	AI	$\bar{A}\bar{I}$
двійкові	1111	0110	1110	11_0 або 1_10
	1– зубчасте колесо с зовнішнім зачепленням, 0 – внутрішнє зачеплення			
Умови підбору кількості зубців коліс				
правильного зачеплення	$z_1 - z_2 \geq 8$ $z_4 - z_3 \geq 8$ $z_1 \geq 85$ $z_4 \geq 85$ $z_2 \geq 20$ $z_3 \geq 20$	$z_2 - z_1 \geq 8$	$z_1 - z_2 \geq 8$ $z_4 - z_3 \geq 8$	$z_1 - z_2 \geq 8$
співвісності	$z_1 + z_2 = z_4 + z_3$	$z_2 - z_1 = z_4 - z_3$	$z_1 + z_2 = z_4 - z_3$	$z_1 + 2z_2 = z_4$
постійності u_{1H}	$u_{1H} = 1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$		$u_{1H} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$	$u_{1H} = 1 + \frac{z_4}{z_1}$
сусідства (перевіряється для кожної ступені ПР), де	$\sin \frac{\pi}{K} > \frac{z_{CAT} + 2f}{z_{ЦК} + z_{CAT}}$	$\sin \frac{\pi}{K} > \frac{z_{CAT} + 2f}{z_{ЦК} - z_{CAT}}$	$\sin \frac{\pi}{K} > \frac{z_{CAT} + 2f}{z_{ЦК} \pm z_{CAT}}$	
	CAT – сателіт; $ЦК$ – центральне колесо; K – кількість сателітів.			
збірки, де	$\frac{u_{1H} \cdot z_1}{K} (1 + K \cdot P) = C$			
	P – кількість повних обертів, C – кількість зубців колеса z_1 , на яку його слід повернути			

Таблиця 4.4 – Нульові евольвентні колеса з прямими зубцями при $\alpha=20^\circ$

				Умови правильного зачеплення				
Висота головки зуба h_a та модуль m				$h_a = m$		$h_a < m$		
					Додаткова умова		Додаткова умова	
Коефіцієнт f				$f=1$		$f=0,8$		
Зубчасте зачеплення	внутрішнє		зубці	внутр.	$z_{min} \geq 85$	$z_{BHVTP} - z_{ZOBH} \geq 8$	$z_{min} \geq 58$	$z_{BHVTP} - z_{ZOBH} \geq 7$
		зовнішні		$z_{min} \geq 20$	$z_{min} \geq 18$			
	зовнішнє					$z_{min} \geq 17$	-	$z_{min} \geq 14$

Таблиця 4.5 – Відповідність позначень схем найпростіших співвісних ПР

№ ПР	ступінь		№ ПР	ступінь		Позначення	№ ПР	ступінь		№ ПР	ступінь		Позначення
	I	II		I	II			I	II		I	II	
0	00	00	4	01	00	-	8	10	00	12	11	00	-
1	00	01	5	01	01	-	9	10	01	13	11	01	-
2	00	10	6	01	10	II	10	10	10	14	11	10	AI
3	00	11	7	01	11	IA	11	10	11	15	11	11	AA

Найбільш важлива залежність для ПР – формула передавального відношення u_{1H} (табл. 4.3). Вона виходить з формули Вілліса з використанням властивостей обертаності з паралельними векторами кутової швидкості, [63, с.825]:

$$u_{1H} = 1 + j \cdot \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}, \quad (4.3)$$

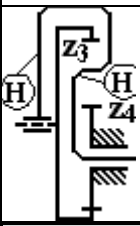
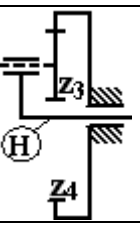
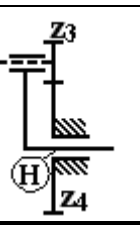
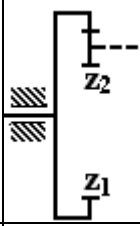
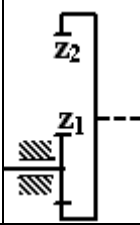
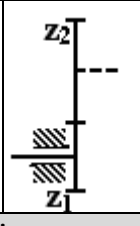
де $j=\pm 1$ в залежності від (не-)відповідності ступеней ПР (табл. 4.6).

Вираз (4.3) – типовий і повинен мати місце для всіх варіантів компоновання редукторів. Доведемо це, використовуючи не принцип обертуваності а більш прості і наочні геометричні викладення для визначення

залежності кутів повороту вхідної ланки від вихідної (води́ла Н) $\varphi_1(\varphi_H)$, з подальшим знаходженням шуканого передавального відношення

$$u_{1H} = \varphi_1 \cdot \varphi_H^{-1}.$$

Таблиця 4.6 – Послідовний розгляд ПР за ступенями, визначення j

$j=j_I \cdot j_{II}$		Друга ступінь ПР			Загальний признак найбільш розповсюджених ПР – зовнішнє зачеплення сателітів обох ступеней $\%11\%$
Ступінь ПР	Позначення зубчастого зачеплення	01	10	11	
	Схеми відповідних ступеней				
Перша ступінь ПР	01		+1	-1	+1
	10		+1	-1	+1
	11		-1	+1	-1
Недолік →		Складна конфігурація води́ла			Недолік ↑
В клітинці з подвійною рамкою схема 0111 (IA), що не розглядалася в [19, 33, 63]					

Для цього послідовно розглянемо спочатку другу, потім першу ступені ПР (табл. 4.7 та 4.8), визначивши залежності $\varphi_1(\varphi_H)$ і коефіцієнти j_{II} , j_I ступенів з підсумковим $j=j_I j_{II}$. Трикомпонентні вектори j_{II} і j_I наведені в табл. 4.7 і 4.8 відповідно в осередках з сірими підкладками. Послідовне отримання формул пояснено в табл. 4.7 та 4.8.

Таблиця 4.7 – Друга ступінь – визначення кута φ_3 (поворот сателіта z_3) та j_{II}

j_{II}		Можливі варіанти зачеплень другої ступені ПР		
		01	10	11
Спостереження – з боку вхідної ланки $z_1 \rightarrow$				
Початкове положення	$\cap A_3 B_3 = \cap A_4 B_4$			
Поворот водила на кут φ_H				
Визначення кута φ_3		$\varphi_3 \cdot r_3 = \varphi_H \cdot r_4$	$-\varphi_3 \cdot r_3 = \varphi_H \cdot r_4$	$\varphi_3 \cdot r_3 = \varphi_H \cdot r_4$
		$\varphi_3 = \pm \varphi_H \cdot \frac{r_4}{r_3} = j_{II} \cdot \varphi_H \cdot \frac{z_4}{z_3}$		
Знак φ_3		$j_{II} = +1$	$j_{II} = -1$	$j_{II} = +1$

Значення підсумкових коефіцієнтів j , показані в табл. 4.6, більш строго і лаконічно вони можуть бути записані в нижче наведеній матричній формі (4.4):

$$j = j_I \times j_{II} = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ -1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 1 & -1 & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & -1 & 1 \\ 1 & -1 & 1 \\ -1 & 1 & -1 \end{pmatrix} \quad (4.4)$$

Таблиця 4.8 – Перша ступінь – визначення кута φ_3 (поворот вхідної ланки z_1)

Прийнято: $\varphi_2 = \varphi_3$			Початкове положення	Поворот на кут φ_H	Поворот на кут φ_1^I	Проміжні формули
			$\cap A_1B_1 = \cap A_2B_2$			
Можливі варіанти зачеплень першої ступені ПР	0 1					$\varphi_1^I \cdot r_1 = \varphi_2 \cdot r_2$
	1 0					
	1 1					$-\varphi_1^I \cdot r_1 = \varphi_2 \cdot r_2$
Результуюча формула			$\varphi_1 = \varphi_H + \varphi_1^I = \varphi_H + j_I \cdot j_{II} \cdot \varphi_H \cdot \frac{z_4 \cdot z_2}{z_3 \cdot z_1} = \varphi_H \left(1 + j \cdot \frac{z_4 \cdot z_2}{z_3 \cdot z_1} \right)$			

(компонувальні) завдання, а й завдання визначення напрямку і величин потоків потужності, що проходять через ланки ГОМТ. У цих завданнях важливе значення матиме розроблений підхід визначення кутів повороту всіх ланок механізму $\varphi_{1,2,3,4,H}$, для подальшого знаходження їх кутових швидкостей і передавальних чисел.

Важливі завдання оптимізації ПР і диференціалів перераховані в табл. 4.9. Вони ускладнені, в порівнянні зі звичайними завданнями пошуку екстремуму, наявністю цілочисельних невідомих $z_1 \dots z_4$ – кількості зубців шестерень. Математичні прийоми і хитрощі рішення таких задач [33] не повною мірою адаптовані до проектування ПР – методи співмножників та коефіцієнтів [66] не дають в загальному випадку однозначного рішення або ж визначають локальний екстремум замість глобального. Тільки в деяких випадках вдається продуктивно використовувати підходи [33] – як буде показано нижче, для автоматичного виконання умови зборки (табл. 4.3) достатньо прийняти кількість зубців центральної шестерні z_1 кратним кількості сателітів K .

Таблиця 4.9 – Можливі (під-)задачі оптимізації, що вирішуються на основі запропонованого методу

№	Критерії оптимізації ПР			Пояснення
1	ККД→ <i>max</i>			Важливо для задач зі значними u_{1H} або u_{H1}
2	Вартість виготовлення $\sum z_i \rightarrow \min$			Традиційні задачі встановлення та проектування одного вузла (ПР) в механічну систему – трансмісію
3	Габаритний розмір $z_i \pm z_k \rightarrow \min$			
4	«Товщина» редуктора $L \rightarrow \min$			
5	Рівномірність навантаження та використання ступеней ПР			Для схеми 1111: $\frac{ z_1 \cdot z_2^{-1} - z_3 \cdot z_4^{-1} }{z_1 \cdot z_2^{-1}} \rightarrow \min$
6	Сумарна масивність сателітів→ <i>min</i>			$K_I \cdot z_1^2 + K_{II} \cdot z_2^2 \rightarrow \min$
7	Конструктивні	Вибір конфігурації водила	складна	Питання міцності водила та його приводу – підшипникового вузла
8		водила	консольна	
9 та ін.		Можливість зведення ПР до редуктора типу Джемса - значне зменшення розміру L		

У загальній постановці проектувальної задачі ПР або при її багатокритеріальності потрібно застосовувати методи прямої оптимізації. Для демонстрації такого підходу, в даному випадку найпростішого методу перебору рішень, (також метод прямої оптимізації, так як не потребується визначення похідних цільової функції) розглянемо визначимо оптимальний варіант компоновки планетарного реуктора за допомогою MathCad-програми. Складання, налагодження та застосування такої програми, як видно з рис. 4.10, не викликає труднощів, а результат очевидний – алгоритм дозволяє знайти «кращі» екстремуми (мінімуми). Іншими словами, з великої кількості можливих комбінацій співмножників комп'ютер, завдяки логічним діям, легко обирає найпотрібніші, які потім реально порівнювати за критеріями оптимізації. Так, знайдені екстремуми в 2 випадках з 3 перевершують рішення [55], а в третьому випадку (за максимальною висотою ПР) – рішення збігаються [149].

У програмуванні вважається поганим тоном використання багаторазово вкладених циклів, тому в наведеній на рис. 4.10 програмі з умов сталості u_1 та співвідносі виключається невідоме z_4 і підставляється отримана залежність $z_3 = z_3(z_1, z_2)$, чим і досягається застосування всього 2 вкладених циклів замість 4 (за кількістю невідомих). Час роботи сучасних ПЕОМ в обох розглянутих варіантах вкладених циклів несуттєвий.

Визначення оптимальних параметрів планетарного механізму АА

Вихідні дані:

Задане передаточне відношення
(менше нуля)

$$u_{1H} := \frac{-1}{24}$$

ORIGIN:= 1

TOL =

Кількість сателітів

$$k := 3$$

Коефіцієнт f

f=1, якщо зуб має головку висотою, рівною модулю

$$f := 1$$

f=0.8, якщо зуб укорочений

Максимальна кількість

зубців на шестернях №1 та 2 $z_{12\max} = 100$

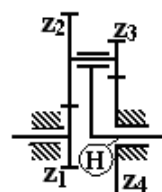
```

A := | v ← 0
      for z1 ∈ 17.. z12max
        for z2 ∈ 17.. z12max
          z3 ← (z1 + z2) / (1 + (1 - u1H) * (z1/z2))
          z4 ← z1 + z2 - z3
          if (|sin(π·z3)| < TOL^2) ∧ ((z2 + 2·f / (z1 + z2) < sin(π/k)) ∧ ((z4 + 2·f / (z3 + z4) < sin(π/k)))
            v ← v + 1
            a ← [z1 z2 z3 z4 [z1 + (z2 + z3)·k + z4] (z1 + z2) (max(z1 + 2·z2, z4 + 2·z3))]ᵀ
            Vᵛ ← a
          Vᵀ

```

Можливі варіанти компоновки планетарного редуктора АА

	z1	z2	z3	z4	Σz	a _w	h _{max}
	1	2	3	4	5	6	7
1	32	100	99	33	662	132	232
2	34	85	84	35	576	119	204
3	36	75	74	37	520	111	186
4	39	65	64	40	466	104	169
5	44	55	54	45	416	99	154
6	48	50	49	49	394	98	148
7	49	49	48	50	390	98	147
8	54	45	44	55	376	99	144
9	64	40	39	65	366	104	144
10	74	37	36	75	368	111	148
11	84	35	34	85	376	119	154
12	96	100	98	98	788	196	296
13	98	98	96	100	780	196	294
14	99	33	32	100	394	132	165



Рішення за [66]

Знайдені
мінімуми

Рис. 4.10 – MathCAD-програма і результат її роботи за схемою ПР 1111.

Критерії оптимізації: Σz – вартість виготовлення; a_w – міжосьова відстань; $h_{\max}$ – висота ПР.

4.3 Розрахунок планетарної зубчастої передачі

Розрахунки зубчастих передач, валів, підшипників і т.д., за традиційною методикою можна проводити на калькуляторі, у тому числі і на вбудованих калькуляторах Windows та КОМПАС (обидва мають наукові функції).

Розрахунок планетарної зубчастої передачі за схемою 1111 для визначеної оптимальної кількості зубців шестерень було здійснено в програмі КОМПАС-SHAFT 2D за методикою ДСТУ на предмет геометрії та міцності.

Результати геометричного розрахунку першої ступені циліндричної зубчастої передачі зовнішнього зачеплення та розрахунку на міцність при дії максимального навантаження представлені в таблицях 4.10 та 4.11 відповідно.

Таблиця 4.10 – Геометричний розрахунок першої ступені циліндричної зубчастої передачі зовнішнього зачеплення

Параметр	Умовні позначення	Ведуче колесо	Ведене колесо
1	2	3	4
Вихідні дані			
Число зубців	z_1, z_2	54	45
Модуль	m_n	2	
Кут нахилу зубців на ділильному циліндрі	β	0°00'00"	
Вихідний контур	—	ДСТУ 13755-2015	
Кут профіля вихідного контуру	α	20°00'00"	
Коефіцієнт висоти головки зуба вихідного контуру	h_a^*	1	
Коефіцієнт радіального зазору вихідного контуру	c^*	0,25	
Коефіцієнт радіуса кривизни перехідної кривої в граничній точці профіля зуба вихідного контуру	ρ_f^*	0,38	
Ширина зубчастого вінця, мм	b	144	144
Коефіцієнт зміщення вихідного контуру	x	0	0
Ступінь точності	—	7-С	7-С

Продовження таблиці 4.10

1	2	3	4
Показники, що визначаються			
Передавальне відношення	u	0,833	
Міжосьова відстань, мм	a_w	$99 \pm 0,045$	
Ділильний діаметр, мм	d	108	90
Діаметр вершин зубців, мм	d_a	112	94
Діаметр впадин зубців, мм	d_f	103	85
Початковий діаметр, мм	d_w	108	90
Основний діаметр, мм	d_b	101,487	84,572
Кут зачеплення	a_{tw}	$20^{\circ}00'00''$	
Контрольовані та вимірювальні параметри			
Постійна хорда, мм	$\bar{s}_c$	$2,774_{-0,14}^{-0,07}$	$2,774_{-0,14}^{-0,07}$
Висота до постійної хорди, мм	$\bar{h}_c$	1,495	1,495
Радіус кривизни різнойменних профілів зуба в точках, що визначають постійну хорду, мм	ρ_s	19,945	16,867
Радіус кривизни активного профіля зуба в нижній точці, мм	ρ_p	13,345	10,172
Умова $\rho_s > \rho_p$ (можливість визначення постійної хорди)	—	виконано	виконано
Число зубців в довжині загальної нормалі	z_{Wr}	7	6
Довжина загальної нормалі, мм	W	$39,89_{-0,14}^{-0,07}$	$33,734_{-0,14}^{-0,07}$
Радіус кривизни різнойменних профілів зубців в точках, що визначають довжину загальної нормалі, мм	ρ_w	19,945	16,867
Радіус кривизни профіля в точці на окружності вершин, мм	ρ_a	23,688	20,515
Умова $\rho_p < \rho_w < \rho_a$ (можливість визначення довжини загальної нормалі)	—	виконано	виконано
Діаметр вимірювального ролика, мм	D	3,464	3,464
Кут профіля на окружності, що проходить через центр ролика	α_D	$21^{\circ}57'46''$	$22^{\circ}18'43''$
Діаметр окружності, що проходить через центр ролика, мм	d_D	109,428	91,417
Радіус кривизни різнойменних профілів зубців в точках контакту поверхні ролика з головними поверхнями зубців, мм	ρ_m	18,731	15,621

Продовження таблиці 4.10

1	2	3	4
Умова $\rho_p < \rho_m < \rho_a$ (можливість визначення розміру за роликами)	—	виконано	виконано
Розмір за роликами, мм	M	$112,892_{-0,211}^{-0,345}$	$94,825_{-0,208}^{-0,34}$
Умова $d_D + D > d_a$ (можливість визначення розміру за роликами)	—	виконано	виконано
Умова $d_D - D > d_f$ (можливість визначення розміру за роликами)	—	виконано	виконано
Нормальна товщина зуба по ділильній окружності, мм	s_n	$3,142_{-0,07}^{-0,14}$	$3,142_{-0,07}^{-0,14}$
Перевірка якості зачеплення за геометричними показниками			
Коефіцієнт найменшого зміщення	χ_{min}	-2,158	-1,632
Умова відсутності підрізання зуба вихідною рейкою $x \geq \chi_{min}$	—	виконано	виконано
Радіус кривизни в граничній точці профіля зуба, мм	ρ_l	12,621	9,543
Умова відсутності підрізання $\rho_l \geq 0$	—	виконано	виконано
Діаметр положення нижньої точки активного профіля зуба, мм	d_p	104,938	86,985
Діаметр положення точки перетину евольвенти з перехідною кривою профіля зуба, мм	d_{Π}	104,579	86,699
Умова відсутності інтерференції $\rho_l \leq \rho_p$	—	виконано	виконано
Нормальна товщина зуба на поверхні вершин, мм	s_{na}	1,56	1,538
Мінімально рекомендоване значення нормальної товщини зуба на поверхні вершин при поверхневому зміцненні зубців, мм	$0,4 \cdot m_n$	0,8	
Умова відсутності загострення $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	виконано	Виконано
Питоме ковзання профілів зубців в нижніх точках активних профілів зубців	θ_p	-0,84482	-0,9405
Коефіцієнт торцевого перекриття	ε_α	1,752	
Рекомендоване мінімальне значення торцевого перекриття	—	1,2	
Коефіцієнт перекриття	ε_γ	1,752	
Умова відсутності самоперетинання контуру вирізу зуба	—	виконано	виконано

Таблиця 4.11 – Розрахунок на міцність при дії максимального навантаження першої ступені циліндричної зубчастієї передачі зовнішнього зачеплення (за ДСТУ 21354-87)

Параметр	Умовні позначення	Ведуче колесо	Ведене колесо
1	2	3	4
Вихідні дані			
Число зубців	z_1, z_2	54	45
Модуль	m_n	2	
Кут нахилу зубців на ділильному циліндрі	β	0°00'00"	
Кут профіля вихідного контуру	α	20°00'00"	
Ширина зубчастого вінця, мм	b	144	144
Коефіцієнт зміщення вихідного контуру	x	0	0
Ступінь точності	—	7-C	7-C
Варіант схеми розташування передачі	—	5	
Марка матеріалу	* ¹	Сталь 12ХН3А ДСТУ 4543-2016	
	* ²		
Твердість активних поверхонь зубців, НРС	—	56	56
Розрахункове навантаження (крутний момент на ведучому колесі), Н*м	T_{max}	5150	
Частота обертання ведучого колеса, об/хв	n_1	1500	
Показники, що визначаються			
Окружна швидкість в зачепленні, м/с	v	8,482	
Розрахунок на контактну міцність			
Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині контактних ліній	$K_{H\beta}$	1,484	
Питома окружна динамічна сила Н/мм	w_{Hv}	60,834	
Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні до зони резонансу	K_{Hv}	1,092	
Окружна сила на ділильному циліндрі, Н	F_{tH}	95370,37	
Питома розрахункова окружна сила, Н/мм	w_{Ht}	1073,207	
Розрахункова контактна напруга, МПа	σ_{Hmax}	1918,44	
Допустима контактна напруга, МПа	σ_{HPmax}	2464	2464
Коефіцієнт запасу по контактним напругам	n_H	1,284	1,284

Продовження таблиці 4.11

1	2	3	4
Розрахунок на міцність на вигині			
Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині контактних ліній	$K_{F\beta}$	1,243	
Питома окружна динамічна сила Н/мм	w_{Fv}	69,525	
Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні до зони резонансу	K_{Fv}	1,105	
Окружна сила на ділільному циліндрі, Н	F_{tF}	95370,37	
Питома розрахункова окружна сила, Н/мм	w_{Ft}	909,93	
Розрахункова напруга вигину, МПа	σ_{Fmax}	1689,942	1712,185
Допустима напруга вигину, МПа	σ_{FPmax}	1708,522	1712,23
Коефіцієнт запасу по напругам вигину	n_F	1,011	1

Згідно з отриманими результатами розрахунків максимальне значення крутного моменту на ведучому валу, яке можуть витримати зубці редуктора, становить 5150 Н·м.

Результати геометричного розрахунку другої ступені циліндричної зубчастої передачі зовнішнього зачеплення та розрахунку на міцність при дії максимального навантаження представлені в таблицях 4.12 та 4.13 відповідно.

Таблиця 4.12 – Геометричний розрахунок другої ступені циліндричної зубчастої передачі зовнішнього зачеплення

Параметр	Умовні позначення	Ведуче колесо	Ведене колесо
1	2	3	4
Вихідні дані			
Число зубців	z_1, z_2	44	55
Модуль	m_n	2	
Кут нахилу зубців на ділільному циліндрі	β	0°00'00"	
Вихідний контур	—	ДСТУ 13755-2015	
Кут профіля вихідного контуру	α	20°00'00"	
Коефіцієнт висоти головки зуба вихідного контуру	h_a^*	1	

Продовження таблиці 4.12

1	2	3	4
Коефіцієнт радіального зазору вихідного контуру	c^*	0,25	
Коефіцієнт радіуса кривизни перехідної кривої в граничній точці профіля зуба вихідного контуру	ρ_f^*	0,38	
Ширина зубчастого вінця, мм	b	144	144
Коефіцієнт зміщення вихідного контуру	x	0	0
Ступінь точності	—	7-C	7-C
Показники, що визначаються			
Передавальне відношення	u	1,25	
Міжосьова відстань, мм	a_w	$99 \pm 0,045$	
Ділильний діаметр, мм	d	88	110
Діаметр вершин зубців, мм	d_a	92	114
Діаметр впадин зубців, мм	d_f	83	105
Початковий діаметр, мм	d_w	88	110
Основний діаметр, мм	d_b	82,693	103,366
Кут зачеплення	a_{tw}	$20^{\circ}00'00''$	
Контрольовані та вимірювальні параметри			
Постійна хорда, мм	$\bar{s}_c$	$2,774_{-0,14}^{-0,07}$	$2,774_{-0,14}^{-0,07}$
Висота до постійної хорди, мм	$\bar{h}_c$	1,495	1,495
Радіус кривизни різнойменних профілів зуба в точках, що визначають постійну хорду, мм	ρ_s	16,525	20,287
Радіус кривизни активного профіля зуба в нижній точці, мм	ρ_p	9,821	13,699
Умова $\rho_s > \rho_p$ (можливість визначення постійної хорди)	—	виконано	виконано
Число зубців в довжині загальної нормалі	z_{Wr}	5	7
Довжина загальної нормалі, мм	W	$27,802_{-0,14}^{-0,07}$	$39,918_{-0,14}^{-0,07}$
Радіус кривизни різнойменних профілів зубців в точках, що визначають довжину загальної нормалі, мм	ρ_w	13,901	19,959
Радіус кривизни профіля в точці на окружності вершин, мм	ρ_a	20,161	24,039
Умова $\rho_p < \rho_w < \rho_a$ (можливість визначення довжини загальної нормалі)	—	виконано	виконано
Діаметр вимірювального ролика, мм	D	3,464	3,464

Продовження таблиці 4.12

1	2	3	4
Кут профіля на окружності, що проходить через центр ролика	α_D	22°21'31''	21°55'50''
Діаметр окружності, що проходить через центр ролика, мм	d_D	89,415	111,429
Радіус кривизни різнойменних профілів зубців в точках контакту поверхні ролика з головними поверхнями зубців, мм	ρ_m	15,275	19,076
Умова $\rho_p < \rho_m < \rho_a$ (можливість визначення розміру за роликами)	—	виконано	виконано
Розмір за роликами, мм	M	92,879 ^{-0,208} _{-0,339}	114,848 ^{-0,211} _{-0,345}
Умова $d_D + D > d_a$ (можливість визначення розміру за роликами)	—	виконано	виконано
Умова $d_D - D > d_f$ (можливість визначення розміру за роликами)	—	виконано	виконано
Нормальна товщина зуба по ділильній окружності, мм	s_n	3,142 ^{-0,07} _{-0,14}	3,142 ^{-0,07} _{-0,14}
Перевірка якості зачеплення за геометричними показниками			
Коефіцієнт найменшого зміщення	x_{min}	-1,574	-2,217
Умова відсутності підрізання зуба вихідною рейкою $x \geq x_{min}$	—	виконано	виконано
Радіус кривизни в граничній точці профіля зуба, мм	ρ_l	9,201	12,963
Умова відсутності підрізання $\rho_l \geq 0$	—	виконано	виконано
Діаметр положення нижньої точки активного профіля зуба, мм	d_p	84,994	106,936
Діаметр положення точки перетину евольвенти з перехідною кривою профіля зуба, мм	d_{Π}	84,716	106,568
Умова відсутності інтерференції $\rho_l \leq \rho_p$	—	виконано	виконано
Нормальна товщина зуба на поверхні вершин, мм	s_{na}	1,535	1,562
Мінімально рекомендоване значення нормальної товщини зуба на поверхні вершин при поверхневому зміцненні зубців, мм	$0,4 \cdot m_n$	0,8	
Умова відсутності загострення $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	виконано	виконано

Продовження таблиці 4.12

1	2	3	4
Питоме ковзання профілів зубців в нижніх точках активних профілів зубців	θ_p	-0,95808	-0,83966
Коефіцієнт торцевого перекриття	ε_α	1,751	
Рекомендоване мінімальне значення торцевого перекриття	—	1,2	
Коефіцієнт перекриття	ε_γ	1,751	
Умова відсутності самоперетинання контуру вирізу зуба	—	виконано	виконано

Таблиця 4.13 – Розрахунок на міцність при дії максимального навантаження другої ступені циліндричної зубчастої передачі зовнішнього зачеплення (за ДСТУ 21354-87)

Параметр	Умовні позначення	Ведуче колесо	Ведене колесо
1	2	3	4
Вихідні дані			
Число зубців	z_1, z_2	44	55
Модуль	m_n	2	
Кут нахилу зубців на ділильному циліндрі	β	0°00'00''	
Кут профіля вихідного контуру	α	20°00'00''	
Ширина зубчастого вінця, мм	b	144	144
Коефіцієнт зміщення вихідного контуру	x	0	0
Ступінь точності	—	7-C	7-C
Варіант схеми розташування передачі	—	5	
Марка матеріалу	* ¹	Сталь 12ХН3А ДСТУ 4543-2016	
	* ²		
Твердість активних поверхонь зубців, НРС	—	56	56
Розрахункове навантаження (крутний момент на ведучому колесі), Н*м	T_{max}	4292	
Частота обертання ведучого колеса, об/хв	n_1	1250	
Показники, що визначаються			
Окружна швидкість в зачепленні, м/с	v	5,67	
Розрахунок на контактну міцність			
Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині контактних ліній	$K_{H\beta}$	1,504	

Продовження таблиці 4.13

1	2	3	4
Питома окружна динамічна сила Н/мм	w_{Hv}	33,727	
Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні до зони резонансу	K_{Hv}	1,05	
Окружна сила на ділільному циліндрі, Н	F_{tH}	97545,455	
Питома розрахункова окружна сила, Н/мм	w_{Ht}	1069,424	
Розрахункова контактна напруга, МПа	σ_{Hmax}	1919,248	
Допустима контактна напруга, Мпа	σ_{HPmax}	2464	2464
Коефіцієнт запасу по контактним напругам	n_H	1,284	1,284
Розрахунок на міцність на вигині			
Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині контактних ліній	$K_{F\beta}$	1,264	
Питома окружна динамічна сила Н/мм	w_{Fv}	38,545	
Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні до зони резонансу	K_{Fv}	1,057	
Окружна сила на ділільному циліндрі, Н	F_{tF}	97545,455	
Питома розрахункова окружна сила, Н/мм	w_{Ft}	905,02	
Розрахункова напруга вигину, Мпа	σ_{Fmax}	1705,963	1678,812
Допустима напруга вигину, Мпа	σ_{FPmax}	1712,642	1708,109
Коефіцієнт запасу по напругам згину	n_F	1,004	1,017

В результаті геометричного розрахунку планетарної передачі були визначені основні геометричні параметри отриманого в процесі оптимізації варіанта компонування планетарного редуктора, виконано розрахунок розмірів для контролю та здійснена перевірка якості зачеплення за геометричними показниками.

В результаті розрахунку на міцність, що виконується відповідно до ДСТУ 21354-87 «Передачі зубчасті циліндричні евольвентні зовнішнього зачеплення. Розрахунок на міцність» були визначені коефіцієнти запасу по контактним напруженням і напруженням вигину.

Отримані результати свідчать про відповідність показникам якості при проектуванні зубчатих передач та підтвердили працездатність запропонованого варіанту планетарного редуктора. Максимальне значення крутного моменту на ведучому валу, яке можуть витримати зубці редуктора, обмежується характеристиками другої ступені та становить 4292 Н·м (для першої ступені це значення становить 5150 Н·м).

Висновки за розділом

1. Розглянуті основна (максимальний ККД) та допоміжна (апроксимація експериментальних даних) задачі оптимізації параметрів гідромеханічних трансмісій шахтних локомотивів за допомогою модифікованого симплексного методу Нелдера-Міда. Розроблений 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.

2. Розроблено бінарну класифікацію простих планетарних редукторів. Отримана загальна формула передаточного відношення простих планетарних редукторів, визначення якого базується на геометричному аналізі кутів повороту кожної ланки механізму.

3. Визначені критерії оптимізації та умови їх спільного розглядання в задачах проектування редукторів. Розроблена методика проектування ПР дозволила визначити оптимальну кількість зубців шестерень методом прямого перебору всіх можливих рішень.

4. Для отриманого в процесі оптимізації варіанта компоновки планетарного редуктора визначені основні геометричні параметри, виконано розрахунок розмірів для контролю, здійснена перевірка якості зачеплення за геометричними показниками, а також перевірено передачу на міцність.

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 умови 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 компоновки 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 ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аврамов В.П. Гидрообъемные передачи в гидрообъемных трансмиссиях транспортных машин / В.П. Аврамов, В.Б. Самородов: учеб. пособие. – Харьков: ХПИ, 1986. – 76 с.
2. Аврамов В.П. Методика расчета параметров гидрообъемной трансмиссии полнопоточного типа в процессе разгона транспортной машины / В.П. Аврамов, В.Б. Самородов, В.В. Епифанов // Конструирование и исследование тракторов. – Харьков: Вища шк., 1981. – Вып. 4. – С. 48 – 52.
3. Айтцетмюллер Х. Функциональные свойства и экономичность тракторной и специальной техники с трансмиссиями VDC / Х. Айтцетмюллер // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 1(6). – С. 20 – 24.
4. Александров А.И. Численное решение пространственных контактных задач теории упругости с проскальзыванием и сцеплением / А.И. Александров // Колебания и прочность механических систем: сб. науч. тр. – К.: Наукова думка, 1986. – С. 109 – 114.
5. Александров Е.Е. Автоматизированное управление гидрообъемными трансмиссиями и механизмами поворота гусеничных машин / Е.Е. Александров, М.Д. Борисюк, Я.В. Грита, В.А. Кононенко. – Харьков: ХГПУ, 1995. – 176 с.
6. Александров Е.Е. Анализ двухпоточных механизмов поворота тягово-транспортных гусеничных машин / Е.Е. Александров, С.А. Лебедев // Тракторная энергетика в растениеводстве: сб. науч. тр. – Харьков: ХГТУСХ, 1999. – С. 260 – 266.
7. Александров Е.Е. Динамика самоходного транспортного средства с двухпоточной ГОМТ / Е.Е. Александров, И.В. Музыка, В.Б. Самородов // Динамика и прочность машин. – Харьков: Вища школа, 1985. – Вып. 42. – С. 99 – 104.
8. Александров Е.Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, А.Т. Лебедев, В.Б. Самородов и др.; под редакцией А.Н. Туренко. – Харьков: ХГАДТУ, 2001. – 642 с.

9. Александров Е.Е. Новый подход к технологии синтеза кинематических параметров гидрообъемно-механических трансмиссий / Е.Е. Александров, В.Б. Самородов // Високі технології в машинобудуванні: зб. наук. пр. – Харків: ХДПУ, 1999. – С.6 – 8.

10. Александров Е.Е. Об использовании в сельскохозяйственных гусеничных тракторах двухпоточных гидрообъемных механизмов поворота / Е.Е. Александров, Ю.И. Волченко // Тракторная энергетика в растениеводстве: сб. науч. тр. – Харьков: ХГТУСХ, 1999. – С. 109 – 113.

11. Александров Е.Е. Синтез и разработка автоматизированных систем управления технологическими процессами для самоходных гусеничных машин с бесступенчатыми трансмиссиями: дисс. докт. техн. наук: 05.13.07 / Е.Е. Александров. – Харьков, 1986. – 390 с.

12. Александров Е.Е. Системная технология проектирования трансмиссий на основе объектно-ориентированного подхода / Е.Е. Александров, В.Б. Самородов // Авиационно-космическая техника и технология. Труды Государственного аэрокосмического университета «ХАИ». – 1999. – Вып. 11. – С.39 – 42.

13. Антовиль А.М. Теория механизмов и машин / Антовиль А.М. – М.: Высшая школа, 1961. – 254с.

14. Антонов А.С. Гидрообъемные передачи транспортных и тяговых машин / А.С. Антонов, М.М. Запрегаев. – Л.: Машиностроение, 1968. – 212 с.

15. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин / А.С. Антонов. – Л.: Машиностроение, 1975. – 480 с.

16. Артемов Н.П. Метод парциальных ускорений и его применение при исследовании динамики мобильных машин / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, О.П. Алексеев, В.П. Волков, М.А. Подригало, А.С. Полянский // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Харків: ХНАДУ. – 2009. – № 44. – С. 33 – 36.

17. Бабаев О.М. Объемные гидромеханические передачи: расчет и конструирование / О.М. Бабаев, Л.И. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др. – Л.: Машиностроение, 1987. – 256 с.

18. Базер Э.Я. Современное состояние подземного рельсового транспорта за рубежом / Э.Я. Базер, Г.Я. Пейсахович. – М.:ЦНИЭИуголь, 1969. – 52 с.

19. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин / Баранов Г.Г. – М.: Машиностроение, 1967. – 508с.

20. Башта Т.М. Объемные гидравлические привода / Т.М. Башта, И.З. Зайченко, В.А. Ермаков и др. – М.: Машиностроение, 1969. – 627 с.

21. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта: учеб. пособие. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.

22. Блохин С.Е. Технологии проектирования и расчета бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов / С.Е. Блохин, И.А. Таран // Матеріали міжнар. наук.-техн. конф. «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій». – Тернополь: ТНТУ. – 2010. – С. 127 – 128.

23. Бондаренко А.И. Выбор и обоснование аппроксимирующей функции $\varphi-S$ диаграммы / А.И. Бондаренко // Ученые записи крымского инженерно-педагогического университета. – 2008. – № 16.– С. 95 –98.

24. Бондаренко А.І. Експериментальне дослідження робочих процесів у безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісіях // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні засади сталого розвитку національного господарства», 21 – 22 листопада 2014 р., м. Кам'янець-Подільський / Міністерство аграрної політики та продовольства України, Подільський державний аграрно-технічний університет. – Кам'янець-Подільський: Подільський державний аграрно-технічний університет, 2014. – С. 175 – 178.

25. Бондаренко А.І. Наукове обґрунтування нових технічних рішень процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями: дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук:

спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Бондаренко Анатолій Ігорович. – Харків, 2016. – 477 с.

26. Бондаренко А.І. Обробка та аналіз результатів експериментальних досліджень гідрооб'ємно-механічних трансмісій / А.І. Бондаренко // Сільськогосподарські машини. – 2015. – № 31. – С. 18 – 29.

27. 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.

28. Бондаренко А.І. Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Бондаренко Анатолій Ігорович. – Харків, 2010. – 203 с.

29. Бондаренко А.И. Экспериментальное исследование колесных тракторов с гидрообъемно-механическими трансмиссиями: особенности процесса торможения // Сборник научных трудов по материалам Международной научно-практической конференции «Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования», 27 – 28 апреля 2015 г., Воронеж / ФГБОУВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова». – Воронеж: «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова», 2015. – № 2. – С. 161 – 164.

30. Братченко Б.Ф. Угольная промышленность США / Б.Ф. Братченко, В.Н. Хорин. – М.: Недра, 1971. – 312 с.

31. Бургвинкель П. Возможности повышения тягового усилия шахтных локомотивов / П. Бургвинкель, В. Шеперс // Глюкауф. – 1987. – №6. – С. 20 – 24.

32. Бюллетень патентных заявок Японии // По материалам сб. патентного ведомства Японии «Токко Кохо». – 1969. – Вып. 573 – 576с.

33. Гавриленко В.А. Теория механизмов / Гавриленко В.А. – М.: Высшая школа, 1973. – 511с.

34. Гамаюнов А.М. Улучшение динамики трогания и разгона тракторно-

транспортного агрегата за счет совершенствования упруго- демпфирующего тягово-цепного устройства: дис. на соискание ученой степени

35. Гельфонд А.О. Решение уравнений в целых числах / Гельфонд А.О. – М.: Наука, 1983. – 63с.

36. Гидротрансмиссионный блок для железнодорожного транспорта / О.И. Деркач., А.А. Бутылин, Н.А. Корецкий и др. // Механика и машиностроение. – 2008 г. – №1. – С. 126 – 130.

37. Гордеев А.С. Гидропривод в тепловозостроении // Труды МИИТ. – 1975. – Вып. 343 – С. 3 – 11.

38. Городецкий К.И. Гидротрансмиссия тракторов XXI века / К.И. Городецкий // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1996. – № 4. – С. 12 – 13.

39. Городецкий К.И. Конструирование и расчет составных частей объемного гидропривода / К.И. Городецкий, Л.Н. Крумбольдт, Н.А. Щельцын; под ред. В.М. Шарипова. – М.: МАМИ, 1994. – 139 с.

40. Городецкий К.И. КПД объемных гидropередач / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1979. – № 9. – С. 9 – 14.

41. Гром-Мазничевский Л. И. Экспериментальный трактор с автоматической гидрообъемной трансмиссией / Л.И. Гром-Мазничевский // Машиностроение. – 1963. – № 2. – С. 79 – 83.

42. Данилин А.Ф. Влияние конструкции гидроагрегатов на характеристики гидрообъемной трансмиссии и тяговые свойства транспортной машины: автореф. дис... канд. техн. наук: спец. 05.02.06 / А. Ф. Данилин. – М., 1970. – 21 с.

43. Демченко Н.Т. Дизелевозы поверхностного технологического комплекса шахты / Н.Т. Демченко, В.А. Задорожный, И.Н. Остроумов // Уголь Украины. – 1982. – № 11. – С. 28.

44. Деркач О.І. Створення сімейства трансмісій транспортних засобів на базі ГОМТ мотовоза МТ-1 // Тези доповідей XX Міжнародної науково-

практичної конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я», 15-17 травня 2012 р., Харків. Ч.1 / Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України, НТУ «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – С. 164.

45. Дерюгин О.В. Обоснование рациональных параметров упруго-диссипативных связей системы подвешивания шахтного локомотива : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 «Горные машины» / О.В. Дерюгин. – Д., 2000. – 173с.

46. Дизелевоз рудничный взрывобезопасный ІД8 на колею 600мм. Руководство по эксплуатации. Донгипроуглемаш. – Донецк: 1976. – 2 с.

47. Динаміка процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями: Монографія / А.І. Бондаренко. – Харків: «Федорко», 2015. – 220 с.

48. Домогацкий В.В. Выбор оптимальных параметров объемной гидропередачи для узкоколейных тепловозов: автореф. дис... канд. техн. наук : спец 05.05.01. / В.В. Домогацкий. – М., 1978. – 26 с.

49. Исследование и определение рациональных параметров ходовых систем гусеничных тракторов / Тодоров П.П., Гудзь С.П., Рулев В.Н. // Вісник НТУ «ХПІ». Автомобіле- та тракторобудування. – 2004. – №. 16. – С. 128 – 136.

50. Кисточкин Е.С. Динамическая модель многопоточных бесступенчатых передач с гидрообъемным регулирующим контуром / Е.С. Кисточкин // Машиноведение. – 1978. – № 5. – С.32 – 36.

51. Климченко І.Ю. Автоматизированный тестовый анализ основных режимов работы бесступенчатых трансмиссий / Климченко 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.

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

53. Кожушко А.П. Підвищення техніко-економічних показників колісних тракторів з безступінчастими трансмісіями раціональною зміною параметрів регулювання гідромашин в процесі розгону: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Кожушко Андрій Павлович. – Харків, 2016. – 190 с.

54. Кожушко А.П. Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні засади сталого розвитку національного господарства», 21 – 22 листопада 2014 р., м. Кам'янець-Подільський / Міністерство аграрної політики та продовольства України, Подільський державний аграрно-технічний університет. – Кам'янець-Подільський: Подільський державний аграрно-технічний університет, 2014. – С. 181 – 184.

55. Конвай А.К. Симплексный метод Нелдера-Мида – модификации, усовершенствование, использование / Конвай А.К., Кононова Е.Г., Трубицин М.Н. – ДГИ. – Днепропетровск, 1987. – 79с. – рус. – Деп. В УкрНИИНТИ 15.01.87, № 392-Ук-87.

56. Кутьков Г.М. Тяговая динамика тракторов / Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

57. Лалов В.В. Оптимизация разгонных характеристик гусеничной машины путем рационального выбора передаточных отношений трансмиссии / В.В. Лалов, Р.А. Иванов, В.Б. Самородов // Тезисы докл. IV науч.-техн. конф. «Актуальные проблемы в развитии транспортного машиностроения», г. Червен Бряг (НРБ). – 1986. – С.19 – 21.

58. Лебедев А.Т. Гидропневматические приводы тракторных агрегатов / А.Т. Лебедев. – М.: Машиностроение, 1982. – 184 с.

59. Лебедев С.А. Нестабильность устойчивости движения на пахоте гусеничного трактора с гидрообъемным механизмом поворота / С.А. Лебедев // Тракторная энергетика в растениеводстве: сб. науч. тр. – Харьков: ХГТУСХ. – 2001. – С. 88 – 94.

60. Лебедев С.А. Особенности движения гусеничного трактора с гидрообъемным механизмом поворота на пахотных работах / С.А. Лебедев // Тракторная энергетика в растениеводстве: сб. науч. тр. – Харьков: ХГТУСХ.– 2002. – С. 228 – 235.

61. Лебедев С.А. Оценка динамической нагруженности элементов трансмиссии гусеничного трактора с гидрообъемным механизмом поворота / С.А. Лебедев // Вестник НТУ «ХПИ» Автомобиле- и тракторостроение. – 2004. – № 10. – т.1 – С. 72 – 76.

62. Лейтес З.М. Техничко-економические параметры двадцатитонного взрывобезопасного дизелевоза / З.М. Лейтес, А.И. Ющенко // Конвейерный и рельсовый транспорт в горной промышленности. – М.: Недра, 1968. – 128 с.

63. Литвин Ф.Л. Справочник конструктора точного приборостроения / Литвин Ф.Л. – М. –Л.: Издательство «Машиностроение», 1964. –944с.

64. Малов Р.В. Техничко-гигиеническая оценка возможности безопасной эксплуатации рудничного транспорта с дизельным приводом в угольных шахтах / Р.В. Малов, Е.И. Боженко // Уголь Украины. – 1974. –№ 3. – С.29 – 30.

65. Машины и оборудование для угольных шахт. Справочник / Под.ред. В.П. Герасимова, В.А. Хорина. – М.: Недра. – 1979. – 416 с.

66. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з ТММ /проектування планетарних передач/ для студентів III курсу механічних спеціальностей. /Укл. Огурцов М.І., Настечик М.П., Скочко Л.П. – Дніпропетровськ: УДХТУ, 1994. – 30с.

67. Мітцель М.О. Вплив особливих зон роботи гідропередачі на техніко-економічні показники колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Мітцель Микола Олександрович. – Харків, 2016. – 198 с.

68. Мітцель М.О. Експериментальне дослідження особливості зони роботи двохпоточної гідрооб'ємно-механічної трансмісії // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні засади сталого розвитку

національного господарства», 21 – 22 листопада 2014 р., м. Кам'янець-Подільський / Міністерство аграрної політики та продовольства України, Подільський державний аграрно-технічний університет. – Кам'янець-Подільський: Подільський державний аграрно-технічний університет, 2014. – С. 185 – 188.

69. Москаленко В.Л. Обоснование и разработка основных технических параметров шахтного дизелевоза с электрической передачей: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.06. «Гірничі машини» / В.Л. Москаленко. – Краматорск, 1988. – 176 с.

70. Мочунова Н.А. Обоснование параметров и управление работой колесных тракторов с учетом энергетических потерь при взаимодействии движителей с почвой: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства», 05.13.06 «Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами (сельское хозяйство)» / Н.А. Мочунова. – Москва, 2011. – 26 с.

71. Мулухов К.К. Транспортные машины на горных предприятиях США / К.К. Мулухов. – М.: Недра, 1981. – 190 с.

72. Новиков Г.В. Система адаптивной автоматической оптимизации работы двигателя на тракторе с бесступенчатой трансмиссией / Г.В. Новиков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 1. – С. 17 – 20.

73. Ороховский И.И. Основные технико-экономические предпосылки применения дизелевозов в угольной промышленности до 2000 г. / И.И. Ороховский, Г.С. Якименко // Уголь Украины. – 1969. – № 8. – С. 40 – 41.

74. Островерх О.О. Теоретичне обґрунтування використання безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій на автомобілях для ремонту нафтогазових свердловин: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Островерх Олександр Олегович. – Харків, 2016. – 240 с.

75. Отделенцев Е.А. Перспективы применения гидравлических передач на шахтном локомотивном транспорте / Е.А. Отделенцев, И.А. Таран // Тезисы

докл. науч.-практ. конф. «Проблемы транспорта в горном производстве». – Д.: НГУ, 2002. – С. 28 – 29.

76. Пат. на кор. модель 64290 Україна, МПК F16H 3/44. Двопоточна гідрооб'ємна механічна трансмісія транспортного засобу / В.Б. Самородов, В.Р. Мандрика, О.І. Деркач, О.О. Островерх; заявник та патентообладач НТУ «ХПІ» (Україна). – № у 2011 01782; заявл. 15.02.2011; опубл. 10.11.2011, Бюл. № 21.

77. Пат. на кор. модель 66540 Україна, МПК F16H 47/00. Гідрооб'ємно-механічна трансмісія транспортного засобу / С.В. Калінін, В.Б. Самородов, О.І. Деркач, З.Е. Забєлишинський, С.О. Шуба, Ю.К. Шаповалов; заявник та патентообладач НТУ «ХПІ» (Україна). – № у 2011 07114; заявл. 06.06.2011; опубл. 10.01.2012, Бюл. № 1.

78. Пат. на кор. модель 66541 Україна, МПК F16H 47/00. Гідрооб'ємно-механічна трансмісія транспортного засобу / С.В. Калінін, В.Б. Самородов, О.І. Деркач, З.Е. Забєлишинський, С.О. Шуба, Г.А. Аврунін; заявник та патентообладач НТУ «ХПІ» (Україна). – № у 2011 07120; заявл. 06.06.2011; опубл. 10.01.2012, Бюл. № 1.

79. Пат. 101130 Україна, МПК F16H 47/00. Гідрооб'ємно-механічна трансмісія транспортного засобу / В.Б. Самородов, О.І. Деркач, С.О. Шуба, М.В. Мірошніченко, І.В. Яловол, Є.О. Рябіченко; заявник та патентообладач Приватне акціонерне товариство «У.П.Е.К.» (Україна). – № а 2012 04708; заявл. 17.04.2012; опубл. 25.02.2013, Бюл. № 4.

80. Пат. 463695 Российская Федерация, МПК F16H 47/04. Гидрообъемно-механическая трансмиссия транспортного средства / В.Б. Самородов, О.И. Деркач, С.А. Шуба, Н.В. Мирошніченко, И.В. Яловол, Е.А. Рябіченко; заявитель и патентообладатель Частное акционерное общество «У.П.Э.К.» (Украина). – № 2012154942/11; заявл. 18.12.2012; опубл. 20.07.2013.

81. Пат. 9302 Беларусь, МПК F16H 47/04. Гидрообъемно-механическая трансмиссия транспортного средства / В.Б. Самородов, О.И. Деркач, С.А. Шуба, Н.В. Мірошніченко, И.В. Яловол, Е.А. Рябіченко; заявитель и

патентообладатель Частное акционерное общество «У.П.Э.К.» (Украина). – № и 2012 1095; заявл. 17.04.2012; опубл. 12.12.2012.

82. Петров В.Г. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В.Г. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.

83. Петров А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин / А.В. Петров. – М.: Машиностроение, 1966. – 381 с.

84. Планетарные передачи: справочник / под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 535 с.

85. Погорелов Д.Ю. Компьютерное моделирование динамики технических систем с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» / Д.Ю. Погорелов // Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2005. – № 4. – С. 27 – 34.

86. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов, Л.А. Кондаков и др. – М.: Машиностроение, 1969. – 496 с.

87. Основы теории и конструирования объемных гидropердач / Под ред. В.Н. Прокофьева. – М.: Высш. шк., 1968. – 400 с.

88. Ребров А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива / А.Ю. Ребров, Т.А. Коробка, С.В. Лахман // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 19. – С. 31 – 36.

89. Рогов А.В. Матричный анализ трансмиссий, в состав которых входят обгонные муфты / А.В. Рогов // Вестник НТУ «ХПІ». Автомобиле- и тракторостроение. – 2004. – № 16. – С. 51 – 57.

90. Рогов А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дисс. канд. техн. наук: 05.22.02 / А.В. Рогов. – Х., 2006. – 168 с.

91. Рудничные дизелевозы с гидродинамическим приводом // Глюкауф. – 1981. – № 3 (117). – С. 82 – 84.

92. Рудничный транспорт и механизация вспомогательных работ // Под. ред. Б.Ф. Братченко. – М.: Недра. – 1978. – 234 с.

93. Руководство по эксплуатации дизелевоза Д8 – 900. // Донгипроуглемаш. – Донецк: 1978. – 2 с.

94. Самородов В.Б. Бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия для тракторов мощностью 220 – 240 л.с. / В.Б. Самородов, С.В. Калинин, З.Э. Забелышинский, С.А. Шуба, О.И. Деркач // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2013. – № 1. – С. 17 – 21.

95. Самородов В.Б. Бесступенчатый механизм поворота гусеничных тракторов ХТЗ / В.Б. Самородов, С.Л. Абдула, С.П. Гудзь, З.Э. Забелышинский // Новости Академии инженерных наук Украины. Инженерные проблемы АПК. – 2006. – № 1(28). – С. 29 – 32.

96. Самородов В.Б. Введение понятия базисных динамических матриц тормозных элементов трансмиссий и результаты моделирования динамики торможения транспортного средства. / В.Б. Самородов, А.В. Рогов // Вісник Кременчуцького Державного політехнічного університету. – 2002. – № 3 (14). – С. 42 – 45.

97. Самородов В.Б. Выбор кинематических схем ГОМТ разных типов для сельскохозяйственного трактора класса 1,4 / В.Б. Самородов, О.И. Деркач, С.А. Шуба, А.В. Колодяжный // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – № 56. – С. 3 – 8.

98. Самородов В.Б. Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов // Труды ХГПУ. – 1999. – Вып. 7. – Ч. 2. – С. 134 – 141.

99. Самородов В.Б. Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида / В.Б. Самородов // Системотехника автомобильного транспорта. – Харьков: ХГАДГУ, 1999. – С. 61 – 68.

100. 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 Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 64 (970). – С. 3 – 8.

101. Самородов В.Б. Динаміка процесу гальмування колісних тракторів серії Fendt 900 Vario / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2013. – № 1/7 (61). – С. 4 – 11.

102. 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.

103. Самородов В.Б. Использование информационных технологий при адаптации математических моделей к объектам гидромашиностроения. / В.Б. Самородов, М.Б. Бурлыга, А.А. Коваль // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 1/5 (37). – С. 20 – 24.

104. Самородов В.Б. К вопросу о создании комплексной экспертной оценки гидрообъемно-механических трансмиссий гусеничных машин / В.Б. Самородов // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2000. – № 2. – С. 100 – 104.

105. Самородов В.Б. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов, А.В. Рогов, М.Б. Бурлыга, Б.В. Самородов // Вісник НТУ «ХПІ». – 2003. – № 4. – С. 3 – 19.

106. Самородов Б.В. Математичне моделювання та параметричний синтез безступінчастих трансмісій колісних тракторів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 01.05.02 «Математичне моделювання та обчислювальні методи» / Б.В. Самородов. – Харків, 2007. – 20 с.

107. Самородов В.Б. Методика и результаты построения универсальных характеристик гидрообъемно-механических трансмиссий. / В.Б. Самородов,

А.В. Рогов, М.Б. Бурлыга // Вісник Кременчуцького Державного політехнічного університету. – 2002. – № 3(14). – С. 46 – 49

108. Самородов В.Б. Методика определения оптимальной схемы для бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии трактора с использованием весовых коэффициентов критериев оценки / В.Б. Самородов, С.А. Шуба // Вестник НТУ “ХПИ”. Автомобиле- и тракторостроение. – 2010. – №33. – С. 22 – 27.

109. Самородов В.Б. Методика плотной упаковки матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов, А.В. Рогов, М.Б. Бурлыга // Автомобильный транспорт. – 2003. – № 13. – С. 91 – 98.

110. Самородов В.Б. Методика построения универсальных характеристик гидрообъемных передач, работающих в прямом и в обратном потоках мощности в составе гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов, М.Б. Бурлыга, А.В. Рогов // Механика и машиностроение. – 2003. – № 1. – Т. 1. – С. 293 – 301.

111. Самородов В.Б. Методика уточнения математической модели объемного КПД аксиально-поршневых гидронасосов / В.Б. Самородов, М.Б. Бурлыга, А.А. Коваль, А.В. Рогов // Вестник НТУ “ХПИ”. Автомобиле- и тракторостроение. – 2008. – № 6. – С. 3 – 10.

112. Самородов В.Б. Научное обоснование структуры силовых матричных систем моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов // Вестник ХГПУ. – 1999. – Вып. 47. – С. 33 – 37.

113. Самородов В.Б. О рациональном выборе передаточных отношений планетарных рядов гидрообъемно-механической трансмиссии транспортной машины / В.Б. Самородов, Л.В. Новикова, В.Г. Полунин // Конструирование и исследование тракторов. – Харьков: Вища шк., 1985. – Вып. 6. – С. 45 – 48.

114. Самородов В.Б. Обобщение метода автоматизированного матричного анализа трансмиссий для электромеханической трансмиссии /

В.Б. Самородов // Вісник Харківського державного політехнічного університету. – 1999. – Вип. 61. – С. 140 – 143.

115. Самородов В.Б. Общая постановка задачи параметрического синтеза гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов // Механика и машиностроение. – 2002. – № 1. – С. 109 – 115.

116. Самородов В.Б. Оптимизационный алгоритм по определению основных технико-экономических показателей трактора с гидрообъемно-механической трансмиссией / В.Б. Самородов // Збірник наукових праць НГУ. – 2005. – № 21. – С. 169 – 174.

117. Самородов В.Б. Оригинальная бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия для гусеничных тракторов / В.Б. Самородов, О.И. Деркач, С.А. Шуба, И.В. Яловол // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 8 (1051). – С. 26 – 32.

118. Самородов В.Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий / В.Б. Самородов // Механика и машиностроение. – 1998. – №1. – С. 109 – 115.

119. Самородов В.Б. Порівняльний аналіз робочих процесів у безступінчастій гідрооб'ємно-механічній трансмісії в процесі гальмування / В.Б. Самородов, М.О. Мітцель, Є.С. Пелипенко // Молодий вчений. – 2015. – № 11 (26). – Ч.1. – С. 36 – 41.

120. Самородов В.Б. Проблемы и направление теоретических исследований в области гидрообъемно-механических трансмиссий в Украине / В.Б. Самородов // Механика и машиностроение. – 1998. – № 1. – С. 105 – 109.

121. Самородов В.Б. Разработка бесступенчатой трансмиссии трактора класса 1,4 классической компоновки / Самородов В.Б., Деркач О.И., Колодяжный А.В. // Вестник НТУ «ХПИ». Транспортное машиностроение. – 2011. – №18. – С. 38-44.

122. Самородов В.Б. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА / В.Б. Самородов, А.Ю. Ребров // Вісник Національного технічного університету

«ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2008. – № 58 – С. 11 – 20.

123. Самородов В.Б. Результаты параметрического синтеза гидрообъемно-механической трансмиссии гусеничной машины / В.Б. Самородов, А.В. Рогов // Механика и машиностроение. – 2002. – № 1. – С. 109–115.

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

125. Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / Соболев И.М., Статников Р.Б. – М.: Дрофа, 2006. – 180с.

126. Сотников А.Л. Компьютерно-ориентированный автоматический синтез уравнений движения механических систем / А.Л. Сотников // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудування. – 2008. – № 42. – С. 101 – 122.

127. Справочник по шахтному транспорту / Под ред. Г.Я. Пейсаховича и И.П. Ремизова. – М.: Недра, 1977. – 624 с.

128. Сторожев В.П. Механические передачи / Сторожев В.П. – К.: Алерто, 2005. – 783 с.

129. Таран И.А. Динамика разгона шахтного дизелевоза с объемной гидромеханической трансмиссией / И.А. Таран // Уголь Украины. – 2007. – № 3. – С. 21 – 23.

130. Таран И.А. Динамические процессы полнопоточной гидрообъемной трансмиссии шахтного локомотива / И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2005. – № 3. – С. 50 – 53.

131. Таран И.А. Динамические характеристики шахтного дизелевоза с электрической трансмиссией / И.А. Таран, О.С. Лапенко // Розробка рудних родовищ. – 2006. – Вып. 90. – С. 263 – 268.

132. Таран И.А. Инновационный математический инструментальный сравнительного анализа трансмиссий транспортных средств / Таран И.А., Клименко И.Ю. // Науковий вісник НГУ. – 2014. – №3. – С. 76-82.

133. Таран И.А. К вопросу о выборе типа силовой передачи шахтного локомотива с дизельным двигателем / И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2006. – № 2 – С. 45 – 51.

134. Таран И.А. Квазистатический анализ полнопоточной электромеханической трансмиссии шахтного дизелевоза / И.А. Таран // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. – Д., 2010. – Вип. 85. – С. 69 – 76.

135. Таран И.А. Конструктивные параметры двухпоточных гидрообъемно-механических и электрических бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2010. – № 12 – С.105 – 108.

136. Таран И.А. Математическая модель шахтного локомотива с гидростатической трансмиссией / И.А. Таран, В.П. Франчук, І.В. Вернер, А.В. Говорун // Сборник научных трудов НГУ. – 2004. – № 19. – Т. 5. – С. 285 – 290.

137. Таран И.А. Методика автоматизированного конструирования бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // Вісник Криворізького технічного університету. – 2010. – Вип. 25. – С. 206 – 210.

138. Таран И.А. Научное обоснование новых технических решений по совершенствованию трансмиссий шахтного дизелевоза: дисс. докт. техн. наук: спец. 05.05.06. «Горные машины» / Таран Игорь Александрович. – Днепропетровск, 2012. – 415с.

139. Таран И.А. Научное обоснование рациональной структуры и конструктивных параметров беступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 12. – С. 43 – 46

140. 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). – Дніпропетровськ, 27-28 березня 2014 р. – С. 211-216.

141. Таран И.А. Передаточное отношение двухпоточной трансмиссии в случае планетарного механизма на входе / Таран И.А., Клименко И.Ю. // Науковий вісник НГУ. – 2013. – №6. – С. 60-66.

142. Таран И.А. Применение обобщенных интегральных стохастических критериев для комплексной экспертной оценки трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // Матеріали міжнар. конф. «Форум гірників – 2010». – Д.: Національний гірничий університет, 2010. – Т. 4. – С. 138 – 145.

143. Таран И.А. Система интегральных стохастических критериев для трансмиссий транспортных средств / И.А. Таран // Наукові нотатки. – 2010. – Вип. 28. – С. 519 – 523.

144. Таран И.А., Применение объёмных гидropередач в силовом приводе шахтных локомотивов / И.А. Таран, И.В. Вернер // Науковий вісник НГУ. – 2005. – № 1 – С. 60 – 63.

145. Таран И.А. Результаты исследования закономерностей распределения потоков мощности на примере трансмиссии шахтного дизелевоза / И.А. Таран // Збірник наукових праць НГУ. – 2012. – № 37. – С. 190 – 198.

146. 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.

147. 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.

148. 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.

149. 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.

150. 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.

151. Таран І.О. Рішення задач пошуку раціональних параметрів трансмісій 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.

152. Тракторы: Теория / [Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др.]; под ред. В.В. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

153. Трансмиссии шахтных дизелевозов: Монография / И.А. Таран. – Днепропетровск: изд-во НГУ, 2012. – 256 с.

154. Угольная промышленность Великобритании и Франции / Под. ред. Б.Ф. Братченко. – М.: Недра, 1971. – 368 с.

155. Филичкин, Н.В. Анализ планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин: учебное пособие / Н.В. Филичкин. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. – 175 с.

156. Халангот Д.В. Рудничный взрывобезопасный дизельный локомотив Д-8 / Д.В. Халангот, И.И. Ороховский, Б.П. Дьяченко // Уголь Украины. – 1975. – № 3. – С. 37 – 38.

157. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. – М.: «Колос», 1972. – 384 с.

158. Шапко В.Ф. Метод розрахунку багатопараметрової характеристики

автомобільного двигуна внутрішнього згорання / В.Ф. Шапко, С.В. Шапко // Вісник КДПУ ім. Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ ім. Михайла Остроградського. – 2009. – № 1 (54). – С. 93 – 96.

159. Шахтарь П.С. Рудничные локомотивы / П.С. Шахтарь. – М.: Недра, 1982. – 296 с.

160. Шахтные дизельные локомотивы Д 105 // Глюкауф. – 1977. – № 11(113). – С. 4 – 5.

161. Электровоз аккумуляторный АМ8Д. Руководство по эксплуатации: АМ8Д.00.00.000 РЭ / Министерство угольной промышленности СССР. Дружковка, 1980. – 111 с.

162. Этелис М.Т. Пневмоколесный дизелевоз для гидрошахт / М.Т. Этелис, В.Г. Белоус, А.И. Лебедев, О.Б. Ененко // Уголь Украины. – 1964. – № 11. – С. 34.

163. Ющенко А.И. Справочник машиниста рудничного локомотива / А.И. Ющенко, В.П. Гудалов. – М: Недра. – 1981. – 200 с.

164. Air Cooled Diesel Engines for Underground Mining Application. “Quarry, Mine and Pit”. – 1979, 18. – № 10, 21.

165. Bernard I.E., Segel L., Wild R.E. Tire Shear Force Generation During Combined Steering and Braking Maneuvers // SAE Preprints. – 1977. – №770852.

166. Bondarenko A.I., Mittsel M.O., Kogushko A.P. Laboratory Stand for Research of the Workflow in Hydrostatic Mechanical Transmissions // Materials of the IX International Research and Practice Conference «European Science and Technology», 24 – 25 December 2014, Munich, Germany / «Strategic Studies Institute». – Munich: «Strategic Studies Institute», 2014. – Vol. II. – P. 289 – 295.

167. Burckhardt M. Antiblochiensysteme im Vergleich. // Olhydraul. Und Pneum. – 1984. – V.28. – №8. – P.489-491,464.

168. Diesel power underground-productivity potential sparks health controversy // Mining Engineerin. – 1979. – № 4 (31). – С. 370 – 375.

169. Fauser Hermann. Gruben lokomotiven und ihre Kennlimen / H. Fauser // Gluckauf-Forsohungshefte. – 1981. – № 3. – Vol. 42. – С.98 – 111.

170. Locomotive is safe underground // *World Mining*. – 1980. – № 3. – Vol. 34. – P. 19.
171. Mine locomotion // *The Colliery guardian*. – 1982. – № 4. – P. 172.
172. New larger diesel engine // *The Mining Journal*. – 1980. – № 7549. – Vol. 249. – P 337– 338.
173. Pacejka H.B. and Sharp R.S., “Shear Force Developments by Pneumatic Tires in Steady-State Conditions: A Review of Modeling Aspects,” *Vehicle Systems Dynamics*. In 20 vol, 1991. – Vol. 20, pp. 121–176.
174. Rail Transport in today Mining industry // *Mining Technology*. – 1986. – №784. – Vol. 68. – P.67 – 74.
175. 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.] // *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. – 2019. – №5. – P. 87-92.
176. Samorodov V.B. Experimental Appropriateness Verification of K. Gorodetsky’s Mathematical Model for Losses Determination in Hydrostatic Transmissions for Modern Hydraulic Machines / V.B. Samorodov, S.A. Shuba, O.I. Derkach, V.M. Shevtzov, N.A. Mittsel // *Eastern European Scientific Journal: Düsseldorf (Germany): Auris Verlag*. – 2014. – № 6. – P. 285 – 291.
177. 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. – P. 17-28.
178. Steady-state and dynamic predictions of the curving performance of forced-steering rail vehicles. / J.A.C. Fortin, R.J. Anderson // *Vehicle Syst. Dyn.* – 1983. – № 1. – Vol. 3. – P. 127 – 130.
179. 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. – P. 45-56.

180. 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.
181. Underground rack locomotive // Diesel Engineers and Users Association. – 1977. – № 795. – P. 198 – 199.
182. Underground transport: comparing technology // Mining Equipment”. – 1983. – № 7. – P. 64 – 67.
183. Va. W. Legislature kills use of diesels underground / W. Va // Coal Age. – 1979. – № 4. – Vol. 84. – P. 49.
184. What is the future of underground locomotive haulage / Mining Equipment. – 1980. – №. 3. – Vol. 4. – P.19.

Додаток А
Акти впровадження

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор

НТУ «Дніпровська політехніка»,

О.О. Азюковський

2020 р.



впровадження в навчальний процес результатів дисертаційної роботи

Клименко Ірини Юріївни

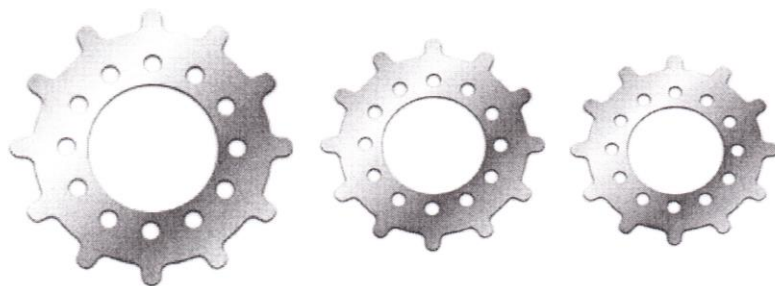
«Обґрунтування раціональних способів гальмування шахтного дизелевоза з
гідрооб'ємно-механічною трансмісією»

Даним актом підтверджується, що результати дисертаційної роботи Клименко І.Ю. використовуються в навчальному процесі механіко-машинобудівного факультету Національного технічного університету «Дніпровська політехніка» при підготовці бакалаврів за спеціальностями 275 «Транспортні технології», 274 «Автомобільний транспорт», 133 «Галузеве машинобудування».

Розроблені рекомендації з вибору способу реалізації процесу гальмування в залежності від початкової швидкості та сили тяги шахтного дизелевоза використовується при підготовці студентів спеціальностей 275 «Транспортні технології» (дисципліна «Транспортні системи промислових підприємств») та 274 «Автомобільний транспорт» (дисципліна «Експлуатація та обслуговування машин»); методика проектування планетарних редукторів, яка визначає оптимальну кількість зубців шестерень методами прямої оптимізації, – студентами спеціальностей 274 «Автомобільний транспорт» (дисципліна «Експлуатація та обслуговування машин»), 133 «Галузеве машинобудування» (дисципліна «Основи проектування машин»). Перераховані результати дисертаційної роботи Клименко І.Ю. апробовані та отримали позитивні відгуки викладачів.

Декан механіко-машинобудівного
факультету, професор

С.В. Фелоненко



Товариство з
обмеженою
відповідальністю
«Інжинірингова
компанія
«Дніпрокрансервіс»

49033, м. Дніпро, просп. Богдана Хмельницького, 106А
р/р UA 563808050000000026004354426 в АТ «РАЙФФАЗЕН БАНК АВАЛЬ» МФО 380805, код ЄДРПОУ
37212518
ПІН 372125104650, свідоцтво № 200015159 тел. 094 910 83 60

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор



ТОВ «Інжинірингова компанія
«Дніпрокрансервіс»»

А.П. Колядич

06 2020 року

Акт

впровадження результатів дисертаційної роботи

Клименко Ірини Юріївни,

представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук,

на ТОВ «Інжинірингова компанія «Дніпрокрансервіс»»

Представлений в дисертаційній роботі Клименко І.Ю. математичний апарат аналізу системи «двигун-трансмсія-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.

Особливу практичну цінність це має при модернізації трансмісій уже існуючих самохідних машин. Математичні моделі, розроблені в дисертаційній роботі Клименко І.Ю. можуть бути використані в практиці ТОВ «Інжинірингова компанія «Дніпрокрансервіс»» в рамках дослідно-конструкторських робіт при:

- визначенні тягових та гальмівних характеристик машин;
- аналізі завантаженості елементів трансмісії з урахуванням підвищення маси машини та збільшення потужності двигуна.

Головний інженер

Соколов О.М.

Директор по виробництву – головний
конструктор

Кошель О.О.



ЄДРПОУ 39434301, м.Дніпро, просп. Гагаріна, 61

Акт

впровадження на ТОВ «СРД»

результатів дисертаційної роботи Клименко Ірини Юріївни,
представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Керівництвом ТОВ «СРД» прийняті до використання наступні результати дисертаційної роботи Клименко І.Ю., виконаної у Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка»:

- 1) 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 – для визначення залежностей формування і передачі потоків потужності в елементах трансмісії.
- 2) представлена в дисертаційній роботі методика проектування планетарного редуктора – для визначення оптимальної кількості зубців шестерень методом прямого перебору всіх можливих рішень;
- 3) запропоновані критерії оптимізації планетарних редукторів – при вирішенні задач оптимізації параметрів зубчастих передач.

Директор


С.О. Федоряченко



Official blue circular stamp of Synergy LLC. The outer ring contains the text "ТОВ «СІНЕРДЖІ»" at the top and "м. ДНІПРОПЕТРОВСЬК" at the bottom. The inner circle contains the text "ЄДРПОУ 39434301" and "І.К. 39434301".

Додаток Б

Звіт про науково-технічну роботу

«Приймальні випробування мотовоза технологічного МТ-1»

ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ
ІМЕНІ АКАДЕМІКА В.ЛАЗАРЯНА

ЗАТВЕРДЖУЮ:



Проректор з наукової роботи
Професор С.В.МЯМЛІН

З В І Т

про науково-технічну роботу

**“Приймальні випробування мотовозу
технологического МТ-1.”**
(ходові динамічні та міцнісні, тягово-гальмові)

Науковий керівник галузевої науково-
дослідної лабораторії динаміки, міцності
рухомого складу, д.т.н., професор

Е.П.Блохін

Керівник теми, к.т.н., доцент

Н.П.Островерхов

Дніпропетровськ
2006

РЕФЕРАТ

Ключові слова: мотовоз технологічний, рама, ходові випробування, випробування на міцність, тягловогальмові випробування, напруження, тензодатчики, коефіцієнти динаміки, коефіцієнти запасу стійкості, розгінні та гальмові характеристики.

Текст реферату:

Фірма «КРОКУС» провела розробку й виготовлення нової колійної машини - мотовоз технологічний МТ-1 і представила дослідну машину на приймальні випробування.

Галузевою науково-дослідною лабораторією динаміки й міцності рухливого складу Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В.Лазаряна були проведені теоретичні й експериментальні дослідження мотовоза технологічного МТ-1 з метою визначення її динамічних ходових, міцнісних, тягловогальмових якостей. Були проведені огляд і зважування конструкції, перевірка габаритних розмірів і роботи на холостому ході (обкатування), ходові динамічні, міцнісні, тяглого-гальмові випробування мотовоза в поїзному й маневровому режимах, а також випробування на міцність рами мотовоза в експлуатаційних режимах: у русі і при роботі вантажопідйомного крана й маніпулятора. За результатами випробувань перевірена відповідність досвідченого мотовоза його технічним характеристикам і даний висновок про можливість постановки мотовоза технологічного МТ-1 на серійне виробництво й умовах її обігу на магістральних шляхах «Укрзалізниця».

ВСТУП

У березні й червні 2006 р. були проведені динамічні (ходові й міцнісні) і тяглово-гальмові випробування **мотовоза технологічного МТ-1**. Дослідний зразок пройшов динамічні випробування, які проводилися науковими співробітниками галузевої науково-дослідної лабораторії динаміки й міцності рухливого складу Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені акад. В. Лазаряна.

Випробування проводилися на Львівській залізниці.

Випробування є приймальними міжвідомчими.

Ціль випробувань - перевірка відповідності конструкції дослідного зразка мотовоза МТ-1 і його динамічних показників вимогам Технічного завдання, нормативних документів, що визначають умови безпеки руху й експлуатації [1]. У процесі випробувань визначалися допустимі швидкості руху, тяглово-гальмові характеристики, оцінка міцності конструкції.

Випробування проводяться відповідно до програми і методики випробувань, розробленої на підставі вимог Технічного завдання, а також ОСТ 32.53-96.

1. ОБ'ЄКТ ВИПРОБУВАНЬ

Об'єктом випробувань є мотовоз технологічний МТ-1.
Виготовлювач - Фірма «КРОКУС».

Мотовоз технологічний МТ-1 призначений для виконання вантажно-розвантажувальних робіт, перевезення вантажів при ремонті й утриманні залізничної колії: перевезення, навантаження й розвантаження елементів верхньої будови колії, виконання екскаваційних робіт, перевезення бригади колійних робітників до місця роботи. Мотовоз є тяговою одиницею при транспортуванні платформи, масою 80 т, по перегоні або маневровій роботі зі складом до 350 тс, може бути використаний для забезпечення електроенергією споживачів змінного струму, у тому числі зварювального трансформатора. На мотовозі технологічному МТ-1 установлений маніпулятор вантажний (так, лопата зворотна, грейфер, відвал поворотний, кушоріз), кран телескопічний і кузов для перевезення сипучих вантажів. Управляють мотовозом машиніст і його помічник.

Мотовоз технологічний МТ-1 - двохосовий, у ресорному підвішуванні використана система підвішування із щелепними буксовими напрямними.

Основні параметри й розміри мотовоза технологічного МТ-1.

1. Ширина колії, мм	1520
2. Габарит у транспортному положенні (ДЕРЖСТАНДАРТ 9238-83)	1-Т
3. Конструктивна швидкість, км/год:	
поїзний режим	100
маневровий режим	50
режим технологічного ходу	20
4. Мінімальний радіус прохідних кривих, м	120
5. Максимально подоланий ухил, ‰	60
6. Навантаження причіпна на горизонтальному ділянці, не більше, кН:	
поїзний режим	800
маневровий режим	3500
7. Вантажопідйомність власної платформи, не більше, кН	60
8. Пасажировмісність кабіни, чіл	9
9. Обслуговуючий персонал, чіл	2
10. Потужність силової установки, кВт	330
11. Потужність резервного двигуна, кВт	11
12. Потужність генератора змінного струму, кВт	60
13. Ємність паливного бака, л	700
14. Ємність гідравлічного бака, л	500
15. Ємність пісочниці, кг	4x25
16. Трансмсія -	гідромеханічна
17. Гальма -	колодкові із двостороннім натисканням на кожну із двох колісних пар
18. Хід аутригерів, мм	419
19. Кранова установка:	
тип - консольно-поворотний,	
стріла - трисекційна, телескопічна,	
привід - гідравлічний,	
вантажний момент, кН·м	256
вантажопідйомність при вильотах стріли, кН	
- 2,8...4 ... 4 м	50
- 4-8...8м зоні ±45° від поздовжньої осі мотовоза	32
- 4-6...6м зоні ±45° від поперечної осі мотовоза	32
- 6-8...8м зоні ±45° від поперечної осі мотовоза	22
виліт стріли мінімальний, м	2,8
виліт стріли максимальний, м	8
висота підйому гака над головою рейки, м	4,1
кут повороту стріли, град	±360
змінне встаткування - гак, шайба магнітна, траверса;	
20. Маніпулятор:	

тип - стрілової, поворотний;	
привід - гідравлічний;	
вантажопідйомність максимальна, кН	80
при максимальному вильоті стріли (7,5 м), кН	12
виліт стріли максимальний, м	7,5
висота підйому максимальна, м	4,5
кут повороту стріли, град	±410
вантажний момент, кН*м,	90
змінне встаткування - лопата зворотна, рейфер, відвал поворотний, кушоріз;	
21. Габаритні розміри, мм:	
довжина по осях автозчеплень	13700
база екіпажної частини	7000
ширина	3160
висота	5300
22. Загальна маса мотовоза т	39
23. Кузов: вантажопідйомність, т	6
площа, м ²	14,5
об'єм, м ³	6,89

2. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ВИПРОБУВАНЬ

Випробування **мотовоза технологічного МТ-1** проводила галузева науково-дослідна лабораторія динаміки й міцності рухливого складу (ГНДЛ ДМРС) Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, акредитована на компетентність і незалежність проведення випробувань залізничного рухливого складу (атестат акредитації № UA 6.001.Н.366 до 05.06.2007р.). У випробуваннях дослідної машини приймали участь представники фірми "КРОКУС" і Самбірської дистанції колії.

Проведено наступні види випробувань:

- а) обстеження конструкції;
- б) динамічні ходові на прямих ділянках шляху, у кривих і на стрілочних переходах;
- в) випробування на міцність несучої рами мотовоза в поїзному режимі, при роботі вантажопідйомного крана й маніпулятора;
- г) тяглово-гальмові випробування.

Динамічні ходові, міцносні та тяглово-гальмові випробування проводилися з порожнім і завантаженим мотовозом, що має причіпний вантаж масою 80т й 350т (маневровий режим).

Підготовка й проведення випробувань здійснювалися на території Самбірської дистанції й магістральних коліях Львівської залізниці.

Перед випробуваннями була проведена відповідна підготовка роботи. Були наклеєні датчики для виміру напружень, вертикальних і горизонтальних поперечних сил. Далі вимірювальні датчики за допомогою спеціального кабелю приєднувалися до апаратур, що реєструють. Потім після монтажу вимірювальних мереж здійснювалося налаштування апаратур по кожній групі датчиків і тарировка датчиків.

При проведенні експериментальних досліджень міцності конструкції мотовоза застосовувалися апаратури, що реєструють, і вимірювальні прилади, які пройшли перевірку й метрологічну атестацію відповідно до вимог, установленими Держстандартом України:

- дрові константанові тензорезистори типу 2ПКВ-20-200 ГВ із базою 20 мм;
- тензоупдсилювачі типу АНЧ-8;
- вимірювальний комплекс на базі ПК "Пентіум-3";
- магнітографи типу ХК-710.

3. ОБСТЕЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ, ЗВАЖУВАННЯ, ОБКАТУВАННЯ

Перед проведенням випробувань по визначенню динамічних ходових, міцнісні та тягово-гальмових якостей дослідного мотовоза були проведені огляд конструкції, перевірка габаритних розмірів, зважування й перевірка роботи на холостому ходу (обкатування).

Огляд конструкції мотовоза показав, що несуча рама, силовий агрегат, автозчепні пристрої, колеса, ресорне підвішування, гальмова система, вантажопідйомний кран, маніпулятор технічно справні. Зовнішніх дефектів конструкції не виявлено. Габаритні розміри мотовозу відповідають габариту 1-Т та технічним характеристикам

Зважування мотовоза проводилося на залізничних вагах на станціях Дрогобич і Самбір: цілком всієї дрезини, повісно й поколесно (за допомогою пристрою вагона-лабораторії). Вага мотовоза склала 37.2т;

навантаження на першу вісь - 16,15т,

навантаження на другу вісь - 21,05т.

Перед виїздом мотовоза на магістральні шляхи «Укрзалізниці» на заводі було проведено обкатування двигуна. При цьому контролювалися плавність руху, робота двигуна й керуючих пристроїв, силової передачі, гальмової системи, зчіпних пристроїв. Порушень у роботі мото-

воза за візуальними спостереженнями виявлено не було. Другорядні зауваження були усунені до початку випробувань.

4. ХОДОВІ ДИНАМІЧНІ ВИПРОБУВАННЯ

Ходові динамічні випробування мотовоза проводилися з метою визначення її динамічних якостей і встановлення допустимих швидкостей руху на прямих і кривих ділянках шляху й по стрілочних переводах, обумовлених відповідними динамічними коефіцієнтами.

Для проведення випробувань конструкція мотовоза була обладнана тензометричними схемами з тензодатчиків, що наклеюють на елементи ходових частин. Динамічні добавки вертикальних сил вимірялися за допомогою тензорезисторів, наклеєних на серги ресорного підвішування. Горизонтальні поперечні сили вимірялися за допомогою тензорезисторів, наклеєних у тих точках буксових вузлів несучої рами, які, відповідно до теоретичних розрахунків, найбільш чутливі при дії бічних (рамних) сил.

Тарировка тензорезисторів, використовуваних для виміру вертикальних сил, здійснювалася при підйомі автодрезини до звільнення колісних пар від навантаження.

Тарировка датчиків, що фіксують горизонтальні поперечні (рамні) сили, здійснювалося шляхом натискання домкратом у раму мотовоза в горизонтальному поперечному напрямку.

При ходових динамічних випробуваннях мотовоза на перегоні й по станційних коліях визначалися:

- вертикальні сили, що діють на обресорені частини мотовоза;
- поперечні горизонтальні (рамні) сили;
- коефіцієнти запасу стійкості проти сходу колеса з рейок;
- коефіцієнти запасу стійкості від перекидання.

Ходові динамічні випробування проводилися при русі мотовоза по прямих і кривим ділянкам шляху, а також по стрілочних переводах у світлий час доби в порожньому, навантаженому стані й із причіпним навантаженням 60т й 300т (маневровий режим).

Як дослідні ділянки були обрані перегони:

Дрогобич-Борислав, Дрогобич-Самбір, одноколіїним, стиковим, обладнаним напівавтоматичним автоблокуванням. Перегін Самбір-Сянки також одноколіїний, безстиковий, обладнаний автоматичним блокуванням, має прямі ділянки

колії, криві малого ($R=300$ м) і середнього ($R=600$ м) радіусів, підйоми й спуски з ухілами до $20^{\circ}/_{\infty}$.

Обрані ділянки для ходових випробувань мають оцінку не нижче "задовільно" з допустимою швидкістю руху до 80/100 км/год.

Дослідні поїздки проводилися з швидкостями в інтервалі з 20 км/год до швидкості 90 км/год на прямих ділянках колії і у кривих радіусом 600 й 300 м, а також по стрілочних переводах марок 1/11 й 1/9.

Під час випробувань здійснювалася експрес-обробка результатів дослідів у кожному діапазоні швидкостей. Також контролювався стиск пружин ресорного підвішування. У процесі випробувань зроблене регулювання вільного ходу ресорного підвішування.

Після закінчення проведення випробувань була проведена статистична обробка результатів, що виконувалася по програмах, розроблених в ГНДЛ ДМРС ДІІТу. Програмно забезпечувалося обчислення дійсних величин динамічних показників: коефіцієнтів вертикальної $K_{дв}$ і горизонтальної $K_{дг}$ динаміки, коефіцієнтів запасу стійкості проти сходження колеса з рейок $K_{ст}$ і коефіцієнтів запасу стійкості від перекидання $K_{сп}$.

У таблиці 4.1 наведені найбільші значення динамічних показників руху порожнього мотовоза, отримані в досліді на прямих ділянках шляху, у кривих радіусами 600 й 300 м, а також при русі по стрілочних переводах з різними швидкостями руху.

У лівій частині таблиці наведені значення коефіцієнтів вертикальної й горизонтальної динаміки $K_{дв}$ і $K_{дг}$. У правій частині таблиці наведені реальні ймовірності появи значення коефіцієнта запасу стійкості $K_{ст}$ проти сходження колеса рейок, рівного відповідно 1.1, 1.2, 1.5 й 1.6, а також значення коефіцієнта запасу стійкості від перекидання $K_{сп}$.

З таблиці видно, що отримані значення динамічних коефіцієнтів для даних швидкостей руху знаходяться у допустимих межах.

Таблиця 4.1 – Динамічні показники мотовоза

У ч а с т о к	V, км /г од	К _{дв}	К _{дг}	Коефіцієнт запасу стійкості				Коефф. запасу стійк. від пере- верт. К _{сп} Доп. знач. 1,8
				Значення				
		Значення, що допуска- ють		1,1	1,2	1,5	1,6	
				Імовірність, що допускається				
		0,80 0,38		0,00001	0,0001	0,001	0,01	
				Реальна ймовірність				
П р я м а я	20	0,15 -0,15	0,10 -0,10	<0,00001	<0,0001	<0,001	<0,01	4,05
	40	0,15 -0,15	0,10 -0,10	<0,00001	<0,0001	<0,001	<0,01	5,16
	60	0,15 -0,10	0,10 -0,10	<0,00001	<0,0001	<0,001	<0,01	6,07
	80	0,15 -0,15	0,10 -0,10	<0,00001	<0,0001	<0,001	<0,01	6,62
Кри ва R = 600м	20	0,10 -0,10	0,10 -0,10	<0,00001	<0,0001	<0,001	<0,01	6,58
	40	0,24 -0,15	0,15 -0,15	<0,00001	<0,0001	0,00177	0,0112	4,64
	60	0,15 -0,15	0,10 -0,15	<0,00001	<0,0001	<0,001	<0,01	5,28
Кри ва R = 300м	20	0,15 -0,10	0,15 -0,10	<0,00001	<0,0001	<0,001	<0,01	4,85
	40	0,24 -0,15	0,15 -0,20	0,00008	0,000118	0,00189	0,0169	3,47
С т р.	15	0,20 -0,15	0,10 -0,10	<0,00001	<0,0001	<0,001	<0,01	5,72
	25	0,15 -0,15	0,10 -0,20	<0,00001	<0,0001	<0,001	<0,01	3,12

Швидкості руху, що допускають, установлюються шляхом зіставлення динамічних показників, знайдених у ходових динамічних випробуваннях, із припустимими значеннями, зазначеними в нормативних документах.

Результати ходових випробувань показують, що при належному стані зазорів вільного ходу ресорного підвищення мотовоз може рухатися по магістральних коліях «Укрзалізниці» із установленими швидкостями.

5. МІЦНІСНІ ВИПРОБУВАННЯ

Міцнісні випробування мотовозу проводилися при русі навантаженого мотовоза на перегоні з конструктивною швидкістю, а також при роботі вантажопідйомного крана.

Для проведення міцнісних випробувань на раму машини були наклеєні тензорезистори в найбільш напружених точках елементів конструкції згідно з розрахунками на міцність.

Місця наклейки тензорезисторів були зачищені до металевого блиску. Наклейка, сушіння й закриття (вологоізоляція) тензорезисторів проводилися за методикою, прийнятою в ГНДЛ ДМРС ДІІТу. Компенсаційні датчики (призначені для виключення впливу температури) наклеювалися на недеформовані сталеві пластинки, прикріплені до рами в безпосередній близькості від наклеєних робочих тензорезисторів.

Тарировка тензорезисторів, що використовувались для виміру напружень, проводилася за допомогою спеціального тарувального пристрою УТ-12.

Міцнісні динамічні випробування проводилися одночасно з ходовими випробуваннями при русі мотовоза по прямих і кривим ділянках колії, а також по стрілочних переводах.

Найбільші динамічні добавки напружень у рамі мотовозу при русі на перегонах і по стрілочних переводах не перевищували 20-25 МПа.

Міцнісні випробування несучої рами мотовоза при роботі вантажопідйомного крана й маніпулятора проводилися шляхом підйому мірного вантажу вагою 2,2 т на максимальному вильоті стріли – 8 м. Також проводились вимірювання напружень при роботі маніпулятора (завантажування кузова щебенем), які не перевищували 50 МПа.

Величини вимірюваних напружень при ходових динамічних випробуваннях і при роботі крана не перевищують величин що допускаються.

6 ТЯГЛОВО-ГАЛЬМОВІ ВИПРОБУВАННЯ

Тяглово-гальмові випробування проводилися на прямих і кривих ділянках колії, на горизонтальних ділянках й ухилах $12 \pm 20^\circ / 00$ (перегін ст. Самбір-Жовтень-Самбір).

6.1 Результати тяглових випробувань

За результатами тяглових випробувань визначалися розгінні характеристики мотовоза.

Розгінні характеристики $V=f(t)$ на площадці $0^{\circ}/_{00}$, на підйомах $12^{\circ}/_{00}$ у різних режимах експлуатації МТ-1 у порожньому стані, у навантаженому стані й із причіпним навантаженням 60т - наведені в таблиці 6.1.

За результатами тяглових випробувань можна зробити висновок, що одиночний порожній мотовоз на горизонтальній ділянці колії (площадці) може розганяти до 80 км/год за 90-110с; до 40км/год - за 25÷30с; на підйомі $12^{\circ}/_{00}$ до 40км/год - за 40÷45с.

Стала швидкість руху порожнього МТ-1:

на підйомі $12^{\circ}/_{00}$ - 48 км/год;

на підйомі $16^{\circ}/_{00}$ - 44 км/год.

Мотовоз із причіпним навантаженням 80(130)т розганявся на площадці до 40 км/год за 75 с, на підйомі $12^{\circ}/_{00}$ до 20 км/год - за 38÷42с. При цьому стала швидкість руху склала:

на підйомі $12^{\circ}/_{00}$ - 30 км/год;

на підйомі $16^{\circ}/_{00}$ - 24 км/год,

Отримані результати варто вважати нижньою границею тяглових характеристик МТ-1, тому що система керування випробовуваної машини перебувала в процесі налагодження.

Таблиця 6.1 - Темпи наростання швидкості МТ-1

Швидкість, км/год	Час, с	
	Площадка, $0^{\circ}/_{00}$	Підйом, $12^{\circ}/_{00}$
Порожній одиночний МТ-1		
20	10	12
40	26	40
60	48	-
80	90	-
Порожній МТ-1 із причіпним навантаженням 80 (130)т		
20	24	36
40	76	-
60	190	-
Навантажений одиночний МТ-1, маса вантажу 6т		
20	18	19
40	40	50
60	76	-

На підйомі 18-20⁰/₀₀ мотовоз із причіпною вагою 130 тс після зупинки забезпечує подальший підйом на першій передачі зі швидкістю до 20 км/год. На даному підйомі стала швидкість досягалася через 100 м пройденого шляху.

У маневровому режимі на площадці мотовоз працював зі зчепом з п'яти вагонів, вантажених лісом загальною масою зчепа 350т і розвивав швидкість до 30 км/год. При цьому максимальна сила тяги в автозчепленні склала 65 кН при 1800 об/хв дизеля й температурі охолоджуючої рідини 80°C.

6.2 Результати гальмових випробувань

Визначення гальмових характеристик мотовоза здійснювалось на тих же дослідних ділянках (площадки, ухили 12⁰/₀₀ і до 20⁰/₀₀), тобто на перегоні ст. Самбір-Жовтень-Самбір.

Під час дослідів фіксувався час наповнення гальмової магістралі, тиск у магістралі й гальмовому циліндрі, час відпустки гальм, визначалася довжина гальмового шляху при заданій початковій швидкості руху. Гальмові випробування проводилися з порожнім й завантаженим одиночним мотовозом і з причіпним навантаженням 80т, а також у маневровому режимі. У дослідях не допускався стан «юза» при повному службовому й екстреному гальмуваннях. Всі гальмування проводилися до повної зупинки з початковими швидкостями руху 20, 40, 60 й 80 км/год.

Результати гальмових випробувань у поїзному режимі наведені в таблиці 6.2.

Гальмовий шлях зі швидкості 30 км/год у маневровому режимі на станційних коліях (на площадці) склав 150м.

Дослідні поїздки показали надійність й ефективність роботи компресора й гальмової системи в цілому.

Основні характеристики гальмової системи відповідають нормативним вимогам.

Таблиця 6.2 - Значення гальмових шляхів мотовоза МТ-1

Швидкість, км/год	Гальмовий шлях, м	
	Площадка, 0 ⁰ / ₀₀	Ухил, 12 ⁰ / ₀₀
Порожній одиночний МТ-1		
20	20	30
40	70	90
60	150	220
80	300	440

Порожній МТ-1 із причіпним навантаженням 80т		
20	20	40
40	140	220
60	320	560
Навантажений одиночний МТ-1, маса вантажу 6т		
20	25	40
40	100	190
60	225	375

ВИСНОВКИ

1. Мотовоз МТ-1 обладнаний надійним тяговим агрегатом (за час випробувань відмови в роботі двигуна не спостерігалися) і новою конструкцією кабіни.

2. Габаритні розміри мотовоза відповідають габариту 1-Т.

3. На підставі результатів динамічних ходових випробувань мотовоза можна встановити наступні допустимі швидкості руху:

- у поїзному режимі для одиночного мотовоза (порожнім і навантаженому, рівномірно розподіленим вантажем 6т), а також із причіпним вантажем масою 80т на прямих ділянках колії з рейками Р50, Р65 на щебеневому баласті - 80 км/год,

- у кривих радіусом 600м - 60 км/год,
- у кривих радіусом 300м - 50 км/год;
- при русі по стрілочних переводах на бокову колію допустима швидкість - 30 км/год;
- у маневровому режимі із причіпним навантаженням до 350т допускається швидкість - 30 км/год.

4. На підставі результатів випробувань на міцність можна зробити висновок про достатню міцність рами мотовоза: (див. розрахунок)

- найбільші динамічні добавки напружень у рамі навантаженого мотовоза при русі становлять 20-25 МПа;
- найбільші напруження в несучій рамі при роботі вантажопідійомних кранів становлять 50 МПа.

5. На підставі результатів тягових випробувань можна зробити наступні висновки.

5.1 На горизонтальній ділянці (площадці) при зрушенні з місця мотовоз розганяється:

- а) у порожньому стані:
 - до 20 км/год за 12 с,
 - до 40 км/год за 28 с,
 - до 60 км/год за 55 с,
 - до 80 км/год за 90 с;
- б) у навантаженому стані 6т:
 - до 20 км/год за 18 с,
 - до 40 км/год за 40 с,
 - до 60 км/год за 73с;
- в) із причіпним навантаженням 80(130)т:
 - до 20 км/год за 26 с,
 - до 40 км/год за 75 с,
 - до 60 км/год за 180 с;

5.2 На підйомі $12^0/00$ мотовоз розганяється:

- а) у порожньому стані:
 - до 20 км/год за 16 с,
 - до 40 км/год за 40 с,
- б) у навантаженому стані 6т:
 - до 20 км/год за 18 с,
 - до 40 км/год за 50 с,
- в) із причіпним навантаженням 80(130)т:
 - до 20 км/год за 40 с,
 - до 30 км/год за 90 с;

Стала швидкість руху мотовозу на підйомах реалізовувалася в автоматичному режимі при 1600-2000 об/хв дизеля й температурі охолоджуючій рідини 80°C .

6. Гальмовий шлях порожнього мотовозу на площадці й спусках $12^0/00$, $16^0/00$ (див. табл. 6.2), а також порожнього із причіпним навантаженням 130т на ухилі $16^0/00$ (швидкість 60 км/год) не перевищує 650 м.

7. При ходових випробуваннях гальмова система мотовозу працювала надійно й відповідала нормативним вимогам.

8. Компресор мотовозу забезпечує відновлення нормативного зарядного тиску в гальмовій магістралі поїзда із п'яти вагонів (загальною масою 350т) через 60-90 с після екстреного гальмування.

9. Рекомендується при проведенні експлуатаційних випробувань налагодити програмне забезпечення системи керування мотовозом, а також збільшити вільний хід ресорного підвішування мотовоза з урахуванням завантаженого стану.

10. При виготовлені нової серії машин МТ-1 рекомендується конструктивно проробити можливість зменшити і більш рівномірно розподілити масу мотовоза між колпарами і колесами.