

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

БАДЕЙНОВ ОЛЕКСАНДР МИХАЙЛОВИЧ

УДК 629.01

ДИСЕРТАЦІЯ

**ДИНАМІКА НАВАНТАЖЕНЬ ТА ПОКРАЩЕННЯ ПРУЖНО-
ДЕМПФУЮЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ПРИСТРОЇВ
ТРИЛАНКОВОГО АВТОПОЇЗДА**

133 “Галузеве машинобудування”

13 “Механічна інженерія”

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ О. М. Бадейнов

Науковий керівник

Зінько Роман Володимирович,
доктор технічних наук, доцент

Львів – 2021

АНОТАЦІЯ

Бадейнов О. М. Динаміка навантажень та покращення пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпних пристроїв триланкового автопоїзда. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 “Галузеве машинобудування” (13 “Механічна інженерія”). – Національний університет “Львівська політехніка”, Львів, 2021.

Дисертація присвячена дослідженню, розробленню методики розрахунку та вдосконаленню конструкції тягово-зчіпних пристроїв (ТЗП) колісних триланкових транспортних засобів (автопоїздів). Наукове обґрунтування та опрацювання методики визначення кінематичних та силових характеристик, розрахунків на міцність ТЗП і на їх основі розроблення та впровадження у виробництво прогресивних конструкцій таких пристроїв дають змогу підвищити загалом експлуатаційні показники триланкових автопоїздів (ТЛАП), що набувають поширення у деяких країнах ЄС та актуальні й для України.

Об’єктом досліджень вибрано процес руху триланкового автопоїзда з пружно-демпфуючими тягово-зчіпними пристроями в перехідних режимах.

Предметом досліджень є підвищення ефективності роботи тягово-зчіпних пристроїв триланкового автопоїзда у перехідних режимах руху.

Метою роботи є зменшення динамічних навантажень тягового приводу та підвищення стійкості руху триланкових автопоїздів великої тоннажності шляхом вдосконалення конструкції та ефективності пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпних пристроїв. Для досягнення поставленої мети узагальнено відомі дослідження щодо багатоланкових автопоїздів і ТЗП та на їх основі обґрунтовано основні принципи вдосконалення конструкції ТЗП, розроблено методику комплексного дослідження динаміки функціонування та оптимізаційного розрахунку їх параметрів.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у тому, що вперше опрацьована методика дослідження динаміки навантажень ТЗП триланкових автопоїздів та відповідного розрахунку необхідних пружно-демпфуючих

характеристик ТЗП з урахуванням специфіки конструкцій триланкових автопоїздів. Для зменшення пікових динамічних навантажень, насамперед під час рушання з місця великотоннажних ТЛАП, опрацьовано рекомендації щодо введення в конструкцію ТЗП причепів інерційно-демпфуючої ланки та запропоновано відповідні конструктивні рішення. Враховуючи багатоваріантність схем формування ТЛАП, зокрема комбінацій із напівпричепами та опорними візками типу Dolly, запропоновано використовувати графі конструктивних схем автопоїздів і ТЗП під час конструювання нових конструкцій ТЗП і, відповідно, застосовувати їх звичне математичне описання на основі принципу Даламбера. Удосконалено математичну модель руху автопоїзда щодо ТЛАП, яка, на відміну від відомих, дає змогу безпосередньо визначити величини максимальних динамічних навантажень на ТЛАП в перехідних режимах його руху та досліджувати, при цьому, характеристики впливу ТЗП різноманітних конструкцій. Розвинено використання сучасних методів математичного моделювання, що дало можливість встановити закономірності впливу конструктивних параметрів ТЛАП і ТЗП на показники руху автопоїзда й обґрунтувати конструктивні параметри ТЗП ТЛАП з урахуванням умов руху та практичних рекомендацій щодо зменшення динамічних навантажень на них і покращення експлуатаційних характеристик автопоїзда.

На основі принципу Даламбера опрацьована математична модель руху ТЛАП. Для досліджуваного автопоїзда прийняті припущення, типові для такого класу транспортних засобів, на їх основі розроблена плоска розрахункова схема ТЛАП, вибрані відповідні узагальнені координати і складені системи диференціальних рівнянь, які описують динаміку навантажень ТЛАП в перехідних режимах руху. У математичній моделі враховано жорсткісні і пружно-демпфуючі характеристики тягово-зчіпних пристрів ТЛАП, інерційні характеристики приводу і початкові умови, задані відповідно до задачі Коші. У системах диференціальних рівнянь враховано сили тяжіння тягача, причепів і вантажів, сили пружності в'язко-пружних елементів тягово-зчіпних пристрів ТЛАП, сили сухого і в'язкого тертя між вантажем і кузовом прицепа, які

пропорційні відноській їх швидкості, сили і моменти опору руху ТЛАП, а також сили, які залежать від зусиль у кінематичних парах тягово-зчіпних пристрів ТЛАП і, які зумовлюють переміщення ланок автопоїзда.

Апробацію математичної моделі виконано в три етапи.

На першому етапі апробації програмної моделі (ПМ) проводилася перевірка правильності запису рівнянь математичної моделі. Тому були розглянуті такі тривіальні випадки статички і динаміки ТЛАП:

1. ТЛАП перебуває на горизонтальній прямолінійній дорозі. В початковий момент часу всі його елементи у стані врівноваженого спокою (рівняннями динаміки описано нерухомий автомобіль, тобто статичку):

а) двигун та гальма вимкнені. Основні складові ТЛАП – три еквівалентні маси – повинні зберігати стан спокою. У цьому випадку результати роботи ПМ (похибка точності) полягали в тому, що переміщення основних складових ТЛАП не перевищували 10^{-6} м; швидкості переміщень – 10^{-5} м/с; пришвидшення – 10^{-3} м/с²; зусилля в пружних елементах ТЗП не перевищувало 100 Н;

б) двигун увімкнено, гальма вимкнено. ТЛАП рухається у бік збільшення (вперед) або зменшення (назад) поздовжньої координати ${}^0X_{O1}$ відповідно. У цьому випадку результати розрахунку ПМ були аналогічними – близькими до отриманих експериментально для конкретної моделі ТЛАП.

2. ТЛАП на прямолінійній ділянці дороги з додатним або від'ємним ухилами. Двигун увімкнено. За додатного ухилу дороги швидкість переміщення тягача ${}^0\dot{X}_{O1}$ менша, ніж за від'ємного. Результати роботи ПМ були аналогічні.

Метою другого етапу апробації програмної моделі є перевірка точності вибраного числового методу з урахуванням особливостей функціонування автомобіля (режими руху, межі зміни параметрів, стійкість числового методу, тощо) Для цього проведено аналіз результатів відомих досліджень та їх зіставлення із результатами, отриманими за допомогою розробленої ПМ. З відомих літературних джерел взято результати розв'язання аналогічних задач динаміки ТЛАП. За допомогою ПМ ці задачі розв'язано за однакових з

наведеними у літературних джерелах значень параметрів ТЛАП.

Натурний експеримент проведено з метою зіставлення результатів комп'ютерного моделювання і реальних процесів під час руху триланкового автопоїзда. Для проведення натурального експерименту використано вантажний автомобіль ЗІЛ-ММЗ-555 із двома двовісними причепами. Проведені експериментальні дослідження підтвердили адекватність математичної моделі досліджуваним процесам руху ТЛАП.

На основі розробленої узагальненої математичної моделі руху ТЛАП, для створення якої використано графи конструктивних схем ТЗП, здійснено теоретичне дослідження основних характеристик ТЗП з визначенням кінематичних, геометричних і силових параметрів їх елементів.

Для дослідження тягово-зчіпних пристроїв, що використовуються у колісному транспорті, були прийняті режими роботи за номінального завантаження: номінальні довготривалі режими натягу-стиску; максимальні навантаження; короткочасні знакозмінні навантаження; ударні навантаження (ривки). Далі ТЗП досліджували за різних варіантів завантаження автопоїзда і таких режимів руху, як розгін, гальмування, переїзд через перешкоду.

У дисертаційній роботі механічну систему триланкового автопоїзда подано у вигляді ланок із зосередженими масами із абсолютно жорстких елементів із зосередженими податливостями. Для спрощення математичної моделі доцільно зовнішні сили, що діють на ланки, зображати на розрахунковій схемі еквівалентними складовими, які прикладені в певних точках і являють собою проєкції результуючих сил на осі інерціальної системи координат. Разом з тим, з метою наочнішої порівняльної оцінки стандартного та запропонованого ЗП (і підбирання кращих пружно-демпфуючих характеристик останнього) динаміку рушання АП з місця розглянуто не на абсолютно плоскій поверхні дороги, як зазвичай, а з урахуванням звичних в експлуатації висот мікропрофілю, характерних для реальних умов на розбитих дорогах із твердим покриттям (звичайно, в умовах бездоріжжя, з деформацією опорної поверхні, для військової чи сільськогосподарської автотехніки таке порівняльне дослідження є ще

інформативнішим, але значно складнішим за умовами додаткової террамеханіки взаємодії шин із опорною поверхнею).

Аналізуючи отримані результати, ми встановили, що максимальні коливання спостерігалися в останнього причепа, тому стійкість його руху визначала стійкість руху всього автопоїзда. Різке зростання амплітуди коливань спостерігалося у разі збільшення кількості причепів і швидкості руху. Швидкість руху автопоїзда із одним причепом становить близько 50 км/год, автопоїзда з двома причепами – близько 43 км/год. Зі збільшенням швидкості до 20 км/год амплітуда коливань зростає на 24 %, до 30 км/год – на 27 %, до 43 км/год – на 29 %. Досліджуючи процес рушання, бачимо, що швидкість 2 м/с стабілізується, якщо $t = 2,4$ с, час перехідного процесу до 4 с. При цьому із деяким запізненням відбувається стрибок динамічних навантажень у зчіпних пристроях причепів. Поздовжні зусилля у причепах зміщені у часі пропорційно до величин зазорів першого і другого зчіпних пристроїв.

У разі використання запропонованого експериментального тягово-зчіпного пристрою (ЕТЗП) коливання причепів відбуваються з меншими періодами, ніж без нього (різниця періодів 0,26–0,33с), що пояснюється досить ефективною роботою пристрою. Зниження періоду коливань становить 18,3–20,2 %.

Під час руху по ґрунтовій дорозі використання експериментального ТЗП дає змогу скоротити амплітуду коливань причепів на основних транспортних швидкостях із 0,18–0,218 до 0,126–0,154 м, знизивши її на 0,046–0,065 м (26,5–30,2 %).

Результати розрахунків засвідчили, що за рахунок підбору параметрів елемента ТЗП можна досягти зниження динамічних навантажень у ТЗП до 25 % (визначальним чинником є насамперед масогабаритні показники ТЛАП).

Для практичного використання розроблено методику розрахунку ЕТЗП, що полягає у послідовному розрахунку амортизатора-демпфера, пневмобалона, необхідної продуктивності компресора. Під час вибору типорозмірів, геометричних розмірів і матеріалів враховано умови експлуатації, статичне навантаження на ТЗП, робочий тиск у пневмосистемі й режими руху ТЛАП.

Тягово-зчіпний пристрій із пружно-демпфуючою ланкою дає змогу, окрім вищезазначеного зниження динамічних навантажень у з'єднувальних пристроях тягача та причепів, також підвищити на 10–15 % швидкість руху автопоїзда за рахунок відповідного зменшення амплітуди поздовжніх коливань заднього причепа, що й обмежують безпечну швидкість автопоїзда з умов стійкості руху загалом.

Розроблену методику прийняли для практичного впровадження конструкторські підрозділи ПрАТ „АвтоКрАЗ” та ВАТ „Укравтобуспром”.

Ключові слова: триланкові автопоїзди: причепи, тягово-зчіпні пристрої; динаміка навантажень, поздовжня стійкість руху; перехідні режими руху; конструктивні схеми: розрахункові схеми: математичні моделі.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА, В ЯКИХ ОПУБЛІКОВАНІ ОСНОВНІ НАУКОВІ РЕЗУЛЬТАТИ ДИСЕРТАЦІЇ

Стаття у науковому періодичному виданні іншої держави

1. Zinko Roman, Badejnov Oleksandr (2018).The research of functioning of three-unit lorry convoys. *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*, Vol. 81, No. 3, 129–140.

DOI: <https://doi.org/10.14669/AM.VOL81.ART11>.

Статті у фахових виданнях України

2. Зінько Р. В. Дослідження роботи зчіпних пристроїв розчленованих транспортних засобів за допомогою графів / Р. В. Зінько, І. С. Лозовий, О. М. Бадейнов // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”: зб. наук. праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. Харків: НТУ “ХПІ”, 2014. № 10 (1053). С.121–128.

3. Зінько Р. В. Морфологічне середовище для дослідження роботи зчіпних пристроїв розчленованих транспортних засобів / Р. В. Зінько, І. С. Лозовий, О. М. Бадейнов // *Наукові нотатки: міжвузівський зб.* Луцьк: ЛНТУ, 2014. Вип. № 45. С. 220–228.

4. Зінько Р. В. Методика експериментальних досліджень тягово-зчіпних пристроїв триланкових автопоїздів / Р. В. Зінько, О. М. Бадейнов // *Наукові нотатки: міжвузівський зб.* Луцьк: ЛНТУ, 2016. Вип. № 55. С. 168–171.

5. Бадейнов О. М. Моделювання руху триланкового автопоїзда / О. М. Бадейнов, Р. В. Зінько, О. З. Горбай // *Наукові нотатки: міжвузівський зб.* Луцьк, 2018. Вип. № 62. С. 21–24.

Опубліковані праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

6. Зінько Р. В. Морфологічне середовище для дослідження роботи зчіпних пристроїв розчленованих транспортних засобів / Р. В. Зінько, І. С. Лозовий, О. М. Бадейнов // *Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей: III Міжнародна науково-технічна конференція, (29 травня – 1 червня 2014 року, Україна, Луцьк, Луцький національний технічний університет).* С. 220–228.

7. Зінько Р. В. Методика експериментальних досліджень тягово-зчіпних пристроїв триланкових автопоїздів / Р. В. Зінько, О. М. Бадейнов // Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей: IV Міжнародна науково-технічна конференція, (6 червня – 10 червня 2016 року, Україна, Луцьк, Луцький національний технічний університет). С. 168–172.

8. Бадейнов О. М. Екологічні аспекти використання багатоланкових автопоїздів / О. М. Бадейнов, Р. В. Зінько, С. В. Шибанов, Ю. Ю. Скварок // Сучасні технології промислового комплексу-2019: V Міжнародна науково-практична конференція, (10 – 15 вересня 2019 р.). Херсон: ХНТУ, 2019. С. 153–154.

9. Бадейнов О. М. Підвищення ефективності вантажних автоперевезень шляхом використання триланкових автопоїздів / Бадейнов О. М. // Проблеми з транспортними потоками і напрями їх розв'язання: Четверта Всеукраїнська науково-теоретична конференція, (25 – 26 березня 2021 року). Львів: Галичська видавнича спілка, 2021. С. 103 – 104 с.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації

10. Зінько Р. В., Лозовий І.С., Бадейнов О.М. Робота дволанкового автопотяга в умовах сільського господарства // Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport. Rzeszow: Politechnika Rzeszowska, 2015. Nr 6. 135–140.

11. Зінько Р. В., Бадейнов О. М. Економічна ефективність використання багатоланкових автопоїздів // Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport. Rzeszow: Politechnika Rzeszowska, 2016. Nr 7, 301–310.

ABSTRACT

Badeinov O.M. Load dynamics and the improvement in elastic-damping characteristics of three-unit tractor-trailer traction-hitch devices. - Qualifying research paper, manuscript copyright.

The dissertation on an acquisition of the Philosophy Doctor degree in a specialty 133 "Industrial Mechanical Engineering" (13 "Mechanical engineering"). - Lviv Polytechnic National University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Lviv, 2021.

The dissertation is devoted to the research and development of a calculation methodology and the improvement of three-unit tractor-trailer (road train) traction-hitch devices (THD) design. Scientific substantiation and elaboration of the kinematic and power characteristics determination method, THD strength calculations and, on their basis, the development and implementation in the production of advanced constructions of such devices allow to increase the operating characteristics of three-unit tractor-trailers (TUTT) in general, which are widespread in a number of EU countries and, as well, are relevant for Ukraine.

The process of load dynamics of three-unit tractor-trailer with elastic-damping traction-hitch devices in transient movement modes was taken as the object of research.

The subject of research is loads dynamics and improving the elastic-damping characteristics of three-unit tractor-trailer with elastic-damping traction-hitch devices in the process of starting moving from a place, both in the mode of the highest load, and during emergency braking. To achieve this purpose, the known research on multi-unit three-unit tractor-trailers and THD were summarized and, based on them, the basic principles of the THD design improving were substantiated, a method of complex research of the functioning dynamics and optimized calculation of their parameters were developed.

The scientific novelty of the obtained results is that for the first time the research method of THD load dynamics of three-unit tractor-trailers was elaborated and corresponding calculations of necessary THD elastic-damping characteristics were developed, taking into account specificity of three-unit tractor-trailers designs. In order

to reduce the peak dynamic loads, first of all during the starting of moving of heavy-duty TUTTs, the recommendations on the adding of the inertial damping link to the THD construction of the second trailer were worked out and appropriate design solutions were proposed. Taking into account the variety of schemes for the TUTT formation, including combinations with semi-trailers and support trailers of Dolly type, it is proposed to use graphs of structural diagrams of road trains and THD in the design of new constructions of THD and, accordingly, the use of the usual mathematical description based on the D'Alembert principle. The mathematical model of road train movement relative to TUTT has been improved, which, in contrast to the existing ones, made it possible to directly determine the values of the maximum dynamic loads on the TUTT in the extreme modes of its movement and to investigate, at the same time, the characteristics of the impact of various structures THD. The use of modern methods of mathematical modeling was further developed, which made it possible to establish patterns influence of constructive parameters of TUTT and THD on road train movement indicators and to substantiate design parameters of THD TUTT taking into account traffic conditions and practical recommendations for reducing dynamic loads and improving road train operational characteristics.

Based on the D'Alembert principle, a mathematical model of TUTT movement was worked out. For the researched road train, the standard assumptions for such class of vehicles are accepted, on their basis the plain calculation scheme of TUTT is developed on their basis, the corresponding generalized coordinates are chosen and formed systems of differential equations that describe the dynamics of TUTT loads in transient modes of motion. The mathematical model took into account the stiffness and elastic-damping characteristics of TUTTs traction-hitch devices, inertial characteristics of drive characteristics and initial conditions, which were set in accordance with the Cauchy problem. The systems of differential equations take into account the gravitational forces of the tractor, trailers and loads, the elasticity forces of the viscoelastic elements of TUTTs traction-hitch devices, forces of dry and viscous friction between the load and the body of the trailer, which are proportional to their relative speed, forces and moments of TUTT movement resistance, and also the forces which

depend on forces in kinematic pairs of TUTT's traction-hitch devices and which cause movement of links of a road train.

Approbation of the mathematical model was carried out in three stages.

At the first stage of the software model (SM) approbation the following trivial cases of statics and dynamics of TUTT was considered:

1. TUPP is located on a horizontal straight road. At the initial moment of time, all its elements are in static equilibrium state:

a) engine and brakes off. The main components of the TUTT are three equivalent masses, which must remain at rest. In this case, the results of the SM work were that the displacement of the main components of the TUTT did not exceed 10^6 m; speed of displacements was 10^{-5} m/s; acceleration was 10^{-3} m/s²; the force in the elastic elements of the THD did not exceed 100 N.

б) engine on, brakes off. TUTT moves in the direction of increasing (forward) or decreasing (backward) the longitudinal coordinate, respectively. In this case, the results of the calculation of SM were similar - close to those obtained experimentally for a particular model of TUTT.

2. The TUTT is located on a straight section of the road with a positive or negative slope percentage. Engine included. With a positive percentage of the slope of the road, the speed of the tractor displacement ${}^0\dot{x}_{o1}$ is less than with a negative percentage of the slope. The results of the SM work were similar.

The purpose of the second approbation stage of the software model is the analysis of results of known researches and their comparison with the results received by means of the developed software model. The results of solving similar problems of TUTT dynamics were selected from known literature sources. With the help of a software model, these problems were solved at the same values of the TUTT parameters as in the literature.

Full-scale experiment was conducted to compare the results of computer simulations and real processes of a three-unit tractor-trailer movement. A ZiL-MMZ-555-555 truck with two two-axle trailers was used for the full-scale experiment. Experimental researches have confirmed the adequacy of the mathematical model.

On the basis of the developed generalized mathematical model of the TUTT movement, for developing which, graphs of the design schemes of the THD were used, theoretical research of the basic characteristics of THD with the determination of kinematic, geometrical, and force parameters of their elements was carried out.

Thus, for the research of traction-hitch devices (THD) used in wheeled vehicles, the operation modes at nominal load were adopted: nominal long-term modes of tension-compression; maximum loads; short-term alternating loads; shock loads (jerks). Further THD were investigated at various options of loading of a road train and such modes of movement as: acceleration, braking, hitting an obstacle.

In the dissertation, the mechanical subsystem of a three-unit tractor-trailer in the form of links with concentrated masses of absolutely rigid elements with concentrated compliance is presented. To simplify the mathematical model, it makes sense to represent the external forces acting on the links in the design scheme with equivalent components applied at certain points, which are the projections of the resulting forces on the axis of the inertial coordinate system. However, in order to the more clearly comparative estimation of the standardized and proposed hitch devices (and selection of better elastic-damping characteristics of the latter), the dynamics of road train, when it starts the movement, is considered not on a completely flat road surface, as usual, but taking into account usual in operation heights of the micro profile, specific to real conditions on damaged roads with a firm cover, (of course, in off-road conditions, with deformation of the supporting surface, for military or agricultural vehicles such a comparative research is even more expressive, but much more difficult in terms of additional interaction of tire with the supporting surface).

Analyzing the results, it was found that the maximum oscillations were observed in the last trailer, so the stability of its movement determined the stability of the whole road train. A sharp increase in the amplitude of oscillations was observed with the increasing number of trailers and speed. The speed of a road train with one trailer is about 50 km/h, of a road train with two trailers is about 43 km/h. When the speed increases to 20 km/h the amplitude of oscillations increases by 24%, to 30 km/h – by 27%, to 43 km/h – by 29%. Researching the process of movement, it can be seen that

the speed of 2 m/s stabilizes at $t = 2,4$ s, the transition time is to 4 s. At the same time with some delay, there is a jump of dynamic loadings in hitch devices of trailers. Longitudinal forces in trailers are shifted in time in proportion to the values of the gaps of the first and second hitch devices.

When using the proposed experimental traction-hitch device (ETHD), oscillations of trailers occur with smaller periods than without it (difference of periods is 0,26-0,33s), which is due to the very efficient operation of the device. Reduction of the oscillations period is 18,3-20,2%.

When driving on a dirt road, the use of experimental THD allows reducing the trailers oscillations amplitude at basic transport speeds from 0,18-0,218 to 0,126-0,154 m, lowering it by 0,046-0,065 m (26,5-30,2%).

The results of the calculations showed that, by setting the parameters of the THD element, it is possible to achieve a reduction of dynamic loads in the THD to 25% (the determining factor is primarily the mass and size indicators of TUTT).

For practical use, the method of calculation of ETHD consisting of the consecutive calculation of the shock-absorber-damper, a pneumatic cylinder, necessary productivity of the compressor is developed. At a choice of standard sizes, geometrical sizes and materials, it is considered operating conditions, static loading on THD, working pressure in the pneumatic system, and modes of TUTT movement.

Traction-hitch device with an elastic-damping link allows, in addition to the above-mentioned reduction of dynamic loads in the hitch devices of tractor and trailers, also increase by 10-15% tractor-trailer speed by reducing the amplitude of longitudinal oscillations of the rear trailer, which limits the safe speed road trains in terms of traffic stability conditions in general.

The developed methodology is adopted for practical implementation by the design departments of HC "AvtoKrAZ" and OJSC "Ukravtobusprom".

Keywords: three-unit tractor-trailers, trailers, traction-hitch devices, loads dynamics, longitudinal movement stability, transient motion modes, structural diagrams, calculation schemes, mathematical models.

LIST OF THE CANDIDATE'S PUBLICATIONS IN WHICH THE MAIN SCIENTIFIC RESULTS OF THE DISSERTATION HAVE BEEN PUBLISHED

Article in a scientific periodical of another country:

1. Zinko Roman, Badejnov Oleksandr (2018). The research of functioning of three-unit lorry convoys. *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*, Vol. 81, No. 3, 129–140.

DOI: <https://doi.org/10.14669/AM.VOL81.ART11>.

Articles in professional publications of Ukraine:

2. Zinko R. V. Research of operation of hitching devices of disarticulated vehicles by means of graphs / R.V. Zinko, I.S. Lozovyi, O.M. Badeinov. Bulletin of the National Technical University “KhPI”. Collection of scientific works. Series: Car and tractor engineering. Kh. : NTU “KhPI”, 2014. No. 10 (1053). P. 121–128.

3. Zinko R.V. Morphological medium for research of hitching devices of disarticulated vehicles / R.V. Zinko, I.S. Lozovyi, O.M. Badeinov. Interuniversity collection “Scientific notes”. Lutsk: LNTU, 2014. Issue No. 45. P. 220–228.

4. Zinko R.V. Methods of experimental research of three-unit tractor-trailer traction-hitch devices / R.V. Zinko, O.M. Badeinov. Interuniversity collection “Scientific notes”. Lutsk: LNTU, 2016. Issue No. 55. P. 168–171.

5. Badeinov O. M. Modeling the of a three-unit tractor-trailer movement / O. M. Badeinov, R. V. Zinko, O. Z. Horbai. Interuniversity collection “Scientific notes”. Lutsk, 2018. Issue No. 62. P. 21–24.

Published works certifying the approbation of the dissertation materials:

6. Zinko R.V. Morphological medium for research of hitching devices operation of disarticulated vehicles / R.V. Zinko, I.S. Lozovyi, O.M. Badeinov. III International scientific and technical conference “Scientific and applied aspects of the automotive and transport-road industries”, (May 29 – June 1, 2014, Ukraine, Lutsk, Lutsk National Technical University). P. 220–228.

7. Zinko R.V. Methods of experimental research of three-unit tractor-trailer traction-hitch devices / R.V. Zinko, O.M. Badeinov. IV International scientific and technical conference “Scientific and applied aspects of the automotive and transport and

road industries”, (June 6 – June 10, 2016, Ukraine, Lutsk, Lutsk National Technical University). P. 168–172.

8. Badeinov O.M. Ecological aspects of multi-link road trains using / O.M. Badeinov, R.V. Zinko, S.V. Shybanov, Yu. Yu. Skvarok. V International scientific-practical conference “Modern technologies of the industrial complex-2019”, September 10–15, 2019. Kherson: KhNTU, 2019. P. 153–154.

9. Badeinov O.M. Increase of efficiency of freight autotransportations by the use of three-unit lorry convoys / Badeinov O.M. IV Allukrainian theoretical conference “Problems with transport streams and directions of their decision“, March, 25–26, 2021. Lviv: Galich publishing union, 2021. P. 103–104.

Publications that additionally represent the scientific results of the dissertation:

10. Zinko R.V. The work of a two-unit tractor-trailer in agriculture conditions / R.V. Zinko, I.S. Lozovyi, O.M. Badeinov. Systems and means of vehicles. Series: Transport. – Rzeszow: Rzeszow Technical University, 2015. No. 6. P. 135–140.

11. Zinko R.V. Economic efficiency of use of multi-link road trains / R.V. Zinko, O.M. Badeinov. Systems and means of vehicles. Series: Transport. Rzeszow: Rzeszow Technical University, 2016. No. 7. P. 301–310.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	19
ВСТУП	20
РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ, ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ І РОЗРОБОК У СФЕРІ БАГАТОЛАНКОВИХ АВТОПОЇЗДІВ	25
1.1. Огляд і аналіз досліджень дво-і триланкових автопоїздів	25
1.2. Огляд досліджень коливань та динаміки навантажень автопоїздів	32
1.3. Аналіз запатентованих конструкцій зчіпних пристроїв автопоїздів	42
1.4. Огляд методик дослідження транспортних засобів із причіпними ланками та їх складових	48
РОЗДІЛ 2. ОБҐРУНТУВАННЯ СПОСОБУ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТАХ БАТЗ ШЛЯХОМ ЇХ ПРУЖНО-ДЕМПФУВАЛЬНОГО З'ЄДНАННЯ.....	53
2.1. Морфологічне середовище для дослідження роботи зчіпних пристроїв транспортних засобів	53
2.2. Метод почленної диз'юнкції	61
2.3. Розроблення технічного рішення для тягово зчіпного пристрою	65
Висновки до розділу 2	66
РОЗДІЛ 3. ФОРМУВАННЯ МЕТОДИКИ ТЕОРЕТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ КОЛІСНИХ БАГАТОЛАНКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	68
3.1. Дослідження роботи зчіпних пристроїв багатоланкових транспортних засобів за допомогою графів	68
3.2. Узагальнена математична модель руху багатоланкових автопоїздів	74
Висновки до розділу 3	99
РОЗДІЛ 4. АПРОБАЦІЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ НАВАНТАЖЕНЬ ТЯГОВО ЗЧІПНИХ ПРИСТРОЇВ КОЛІСНИХ БАГАТОЛАНКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	100
4.1. Методика експериментальних досліджень тягово-зчіпних пристроїв колісних багатоланкових транспортних засобів	100

4.2. Перший та другий етапи апробації комп'ютерних досліджень динамічних процесів у багатоланкових автопоїздів та їх результати	103
4.3. Третій етап апробації математично-комп'ютерного інструментарію щодо дослідження динамічних процесів у БАТЗ та його результати	106
Висновки до розділу 4	108
РОЗДІЛ 5. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ КОЛІСНИХ БАГАТОЛАНКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	110
5.1. Дослідження роботи тягово-зчіпних пристроїв	110
5.2. Моделювання руху триланкових автопоїздів	113
5.3. Моделювання процесу розгону триланкового автопоїзда	114
5.5. Методика розрахунку пневматичного тягово зчіпоного пристрою	122
5.7. Рекомендації щодо покращення характеристик ТЗП	131
Висновки до розділу 5	132
ВИСНОВКИ	134
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	137
ДОДАТКИ	151
Додаток А Виведення рівнянь математичної моделі ТЛАП	152
Додаток Б Методика інженерного розрахунку пневматичного ТЗП	159
Додаток В Акт впровадження в НДР.....	164
Додаток Д акт впровадження в навчальний процес.....	165
Додаток Е Акт впровадження АвтоКраз	166
Додаток Ж Акт впровадження Укравтобуспром.....	167
Додаток З Список опублікованих робіт за темою дисертації	168

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АП – автопоїзд

БЛАП – багатоланковий автопоїзд

БЛТЗ – багатоланкові транспортні засоби

ДЛАП – дволанковий автопоїзд

ЕТЗП – експериментальний тягово-зчіпний пристрій

ЗП – зчіпний пристрій

КБТЗ – колісний багатоланковий транспортний засіб

КТЗ – колісний транспортний засіб

ОЗП – опорно-зчіпний пристрій

ПДЗ – пружно-демпфувальне з'єднання

ПМ – програмна модель

ПТЗП – пневматичний тягово-зчіпний пристрій

ТЗП – тягово-зчіпний пристрій

ТЛАП – триланковий автопоїзд

ВСТУП

Актуальність теми. Підвищення ефективності перевезень і зменшення кількості автомобілів на дорогах можна досягти за рахунок збільшення їх загальної довжини і повної маси, якщо використовувати транспортні засоби як багатоланкові автопоїзди. З таких міркувань у Швеції та Фінляндії у 1997р. було дозволено використання БЛАП загальною довжиною 25,25 м і повною масою до 60 т.

Використання ТЛАП дає змогу підвищити вантажність і корисний об'єм автопоїзда на 40–60 % порівняно з ДЛАП. При цьому зменшується кількість їздок, а скорочення пробігу для еквівалентного обсягу вантажоперевезень становить близько 32 %; зменшується навантаження на дороги, оскільки для перевезень потрібна менша кількість автопоїздів. Можливість перевезення більшої кількості вантажу спричинить деяке підвищення витрати палива на один кілометр пробігу. Але загальна витрата палива щодо еквівалентного обсягу вантажоперевезень зменшиться приблизно на 15 % [12]. У разі застосування ТЛАП відповідно знижується і рівень викидів шкідливих компонентів відпрацьованих газів (відносно еквівалентного обсягу вантажоперевезень), а це відповідно сприяє зменшенню шкідливого впливу АТ на довкілля.

Але при цьому зростають довжина автопоїзда і його вага. Перехідні режими руху стають складнішими. Відповідно, це слід враховувати під час проектування тягово-зчіпних пристроїв. У ЄС реалізується програма “ЄвроКомбі” щодо досліджень та оцінювання ефективності застосування багатоланкових автопоїздів [13]. В Україні, на жаль, чинна законодавча нормативна база щодо обмеження габаритів АП та програмні й регулятивні акти Мінінфраструктури поки що не враховують ці нові тенденції використання багатоланкових автопоїздів. Відповідно відсутні науково обґрунтовані рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів і характеристик багатоланкових автопоїздів та їх ТЗП, хоча очевидна їхня актуальність для сфер аграрного та лісогосподарського секторів економіки.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота відповідає: Постанові КМУ від 7.09.2011 р. № 942 “Про затвердження переліку

пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2020 року”. Роботу виконано відповідно до наукової держбюджетної тематики кафедри автомобілебудування Національного університету “Львівська політехніка”: “Дослідження та параметрична оптимізація колісних транспортних засобів і спецтехніки” (№ д/р 0114U001683) і “Міцність та безпека кузовів автобусів і автомобілів” (№ д/р 0114U001684).

Метою роботи є зменшення динамічних навантажень тягового приводу та підвищення стійкості руху триланкових автопоїздів великої тоннажності шляхом вдосконалення конструкції та ефективності пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпних пристроїв.

Для досягнення мети поставлено і виконано такі **завдання**:

1. Узагальнити інформаційний матеріал щодо досліджень БЛТЗ і ТЗП і на його основі науково обґрунтувати основні принципи створення прогресивних ТЗП із розробленням методики комплексного дослідження їх параметрів.

2. Виконати структурний синтез ТЗП, який би зменшував навантаження на тяговий привод ТЛАП і підвищував стійкість руху АП.

3. Провести теоретичне дослідження основних характеристик ТЗП в складі ТЛАП з послідуною розробкою математичної моделі руху ТЛАП і перевіркою її адекватності процесам роботи.

4. Дослідити вплив компоновальних, вагових і пружно-демпфуючих параметрів та експлуатаційних режимів руху ТЛАП на динаміку навантажень ТЗП.

5. Опрацювати пропозиції щодо вдосконалення конструкції ТЗП з покращеними експлуатаційними показниками та методику його розрахунку.

Розв’язання цих задач має важливе наукове, інженерне та державно-господарське значення на стадіях проектування та експлуатації нових прогресивних ТЗП БЛТЗ.

Об’єктом досліджень є процес руху триланкового автопоїзда з пружно-демпфуючими тягово-зчіпними пристроями в перехідних режимах.

Предметом досліджень є підвищення ефективності роботи тягово-зчіпних пристроїв триланкового автопоїзда у перехідних режимах руху.

Методи досліджень передбачали математичне моделювання руху ТЛАП, багатоваріантні розрахунки на персональному комп'ютері експлуатаційних показників за різних режимів руху автопоїзда та перевірку адекватності розробленої математичної моделі за допомогою проведення експериментальних досліджень автопоїзда.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у тому, що:

– *вперше* опрацьовано методикау оцінювання динаміки навантажень ТЗП ТЛАП і конструктивного синтезу необхідних пружно-демпфуючих характеристик та інерційності спрацювання ТЗП третьої ланки (другого причепа) автопоїзда;

– використано графи конструктивних схем багатоланкових автопоїздів і ТЗП під час конструювання на етапі компонування із формуванням математичного опису відповідних схем за допомогою рівняння Лагранжа II роду;

– *удосконалено* математичну модель руху ТЛАП, яка, на відміну від наявних, дала змогу безпосередньо визначити величини максимальних динамічних навантажень на ТЛАП та досліджувати, при цьому, характеристики впливу ТЗП різноманітних конструкцій;

– *набули подальшого розвитку* сучасні методи математичного моделювання, що дало можливість встановити закономірності впливу конструктивних параметрів ТЛАП і ТЗП на показники руху автопоїзда й обґрунтувати конструктивні параметри ТЗП ТЛАП з урахуванням умов руху та сформулювати практичні рекомендації щодо зменшення динамічних навантажень і покращення характеристик руху автопоїзда.

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректним використанням відомих математичних методів і основних положень теоретичної механіки і теорії автомобіля, застосуванням сучасної контрольно-вимірювальної апаратури і засобів математичного опрацювання результатів експериментальних досліджень БЛТЗ і підтверджується задовільним збігом результатів теоретичних та експериментальних досліджень, а також узгодженням їх із результатами, які отримали інші автори.

Практичну цінність результатів дослідження визначають:

– розроблені математичні моделі ТЛАП, що дають змогу досліджувати вплив

масових, пружно-демпфуючих і геометричних параметрів (зокрема, положення точок з'єднання мас ланок, навантаженості ланок, характеристики жорсткості пружних елементів ТЗП тощо) на характеристики руху та динаміку навантажень тягового приводу ТЛАП;

– алгоритми і програми обчислень за допомогою математичної моделі для дослідження руху, які дають можливість визначати базові експлуатаційні властивості автопоїздів на стадії проєктування і конструювання, зменшуючи час і витрати на створення нових і удосконалення наявних ТЛАП;

– методика інженерного розрахунку необхідних пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпного пристрою причіпного автопоїзда за умов мінімізації динамічних навантажень на систему „двигун–трансмсія”.

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, що виносяться на захист, здобувач отримав самостійно та опублікував у 11 наукових працях. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належать: у роботі [1] запропонована ідея поетапного рушання ланок триланкового автопоїзда і методика досліджень такого процесу; у роботі [2] – використання графів для дослідження конструкцій ТЛАП; у роботі [3] запропоновано застосування морфологічного середовища для формування структури тягово-зчіпного пристрою; у праці [4] проведені експериментальні дослідження ТЗП автопоїздів; у праці [5] описано математичну модель ТЛАП і наведено межі її застосування; у роботі [6] запропоновано використання критеріїв для формування структури тягово-зчіпних пристроїв в морфологічному середовищі; у роботі [7] подано результати експериментальних досліджень ТЗП триланкового автопоїзда; у роботі [8] обґрунтовано екологічну ефективність ТЛАП; у роботі [9] показано ефективність вантажних автоперевезень шляхом використання триланкових автопоїздів; в [10] за допомогою математичної описано роботу дволанкового автопотяга в умовах сільського господарства; в [11] запропоновано методику визначення економічної ефективності використання багатоланкових автопоїздів;

Апробація результатів роботи. Результати роботи доповідались та обго-

ворювались на III і IV міжнародних науково-технічних конференціях “Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей” (Луцьк, ЛуцькНТУ, 2014, 2016); V Міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні технології промислового комплексу-2019” (Херсон, ХНТУ, 2019); Четвертій Всеукраїнській науково-теоретичній конференції “Проблеми з транспортними потоками і напрями їх розв’язання” (Львів: НУ «ЛП», 2021).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковано в 11 наукових працях, серед яких чотири публікації у наукових фахових виданнях України, що входять до переліку МОН України; три публікації в закордонних виданнях, чотири публікації тез у збірниках доповідей наукових конференцій.

Структура та обсяг роботи. Робота складається зі вступу, п’яти розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації становить 169 сторінок, з них 130 сторінок основного тексту, 54 рисунка, 12 таблиць, бібліографія на 13 сторінках налічує 141 джерело, 7 додатків на 24 сторінках.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ, ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ І РОЗРОБОК У СФЕРІ БАГАТОЛАНКОВИХ АВТОПОЇЗДІВ

1.1. Огляд і аналіз досліджень дво-і триланкових автопоїздів

Дволанкові, а також триланкові автопоїзди як ефективний засіб збільшення вантажообігу автоперевезень, а також зменшення вартості – затрат палива на тонно-кілометр, в Європі з'явилися ще до II світової війни. Їх поширення стримувалось фактично тільки недостатньою потужністю двигунів внутрішнього згорання [12]. Швидке зростання обсягів вантажних автоперевезень у післявоєнний період зумовило і відповідний розвиток використання автопоїздів. Однак це, поряд із різким зростанням автомобілізації суспільства й інтенсивності транспортних потоків на автодорогах, зумовило і поступове введення законодавчих нормативних обмежень як щодо допустимих навантажень на осі (як визначального чинника ресурсу самих автодоріг), так і габаритних характеристик – як з умов тих самих транспортних потоків, так і з умов маневреності, стійкості та керованості руху. Відповідно із початку 60-х років XX ст. у міжнародних автоперевезеннях у Західній Європі були прийняті законодавчі нормативні обмеження щодо максимально допустимої габаритної довжини причіпного автопоїзда – 18,3 м та автопоїзда із напівпричепом 16,4 м (за лімітованої габаритної довжини напівпричепа), що сьогодні відображено у чинних Директиві ЄС 96/53 та Технічному регламенті ЄС № 661/2009 [13]. Фактично це зумовило й переважання і повсякденне використання, насамперед у міжнародних автоперевезеннях, безкапотного компонування дво- і тривісних автомобілів-тягачів та стандартних напівпричепів або дво- і тривісних причепів у межах відповідних габаритних перевезень.

Разом із тим у США, СРСР, особливо в Австралії (де відсутня залізниця), Південній Африці паралельно теж зростало поширення автопоїздів, що супроводжувалось суттєво меншими габаритними обмеженнями. Це зумовило і відповідні відмінності у формуванні як габаритів самого автомобіля-тягача, так і причіпної техніки. Зокрема, у США домінувало використання автотягачів, в

Австралії – капотне компонування, в Україні було чинне габаритне обмеження автопоїзда для внутрішніх перевезень – 22 м [14].

У США та Канаді за габаритних обмежень на кожен із двох причепів ТЛАП у 8 м дозволена повна маса досягає 86 т, у Бразилії габаритна довжина автопоїзда обмежена 30 м і повною масою 80 т, у ПАР, Ізраїлі, Зімбабве, Намібії габарит обмежено 24 м, в Австралії дозволена повна маса багатоланкових автопоїздів до 160 т.

Практично з кінця 60-х років ХХ ст., особливо у 70–80-ті роки, насамперед у сфері сільськогосподарських перевезень, дослідження питання великогабаритних (“довгомірних”, за тодішнім визначенням) автопоїздів активізувалось як у науковій сфері, так і стосовно експериментальних зразків. Насамперед варто згадати роботи проф. Я. Х. Закіна, проф. Я. Є. Фаробіна та ін. [15–19], а також дисертацію В. А. Павлова [20], дослідження Г. І. Гладова [21], А. І. Аكوпова [22–24] та ін. Слід зазначити, однак, що основний акцент у цих дослідженнях зроблено на оцінювання і дослідження таких першочергових для експлуатації властивостей ТЛАП, як стійкість, керованість та маневреність руху. В Україні (УРСР) питання стійкості та керованості дволанкових автопоїздів достатньо фундаментально були опрацьовані в Інституті механіки АН УРСР та КАДІ (В. П. Сахно та ін.), щодо динаміки навантажень на ТЗП можна виділити роботу [25].

Питання динаміки навантажень ТЗП (звичної колись схеми ТЗП “так–петля”) досліджували мало, обмежуючись дволанковими автопоїздами, які переважали [26–28].

У Білорусії, РФ/Узбекистані та Україні фактично сформувались три окремі наукові школи щодо проектування і дослідження динаміки руху багатоланкових автопоїздів. Зокрема, слід виділити дослідження та методологію конструктивного синтезу автопоїздів, частково і ТЛАП, на МАЗ і [29, 30] з акцентом на методологію проектування і оцінювання ефективності багатоланкових автопоїздів. У РФ, з акцентом на використання ТЛАП у аграрному секторі, слід виділити дві монографії [31, 32] та три кандидатські дисертації, предметом дослідження у яких були власне ТЛАП [33–35], однак в аспектах динаміки

гальмування, динаміки навантажень ланок та раціонального розподілу крутного моменту двигуна на ведучі осі тягача і напівпричепа. (Схема автопоїзда підвищеної прохідності актуальна власне для військової автотехніки [36, 37]). Окрім цього, варто виділити дослідження та оцінювання впливу характеристик шин на курсову стійкість автопоїзда [29], врахування впливу мікропрофілю дороги на динаміку руху автопоїзда [39], а також засади модульної побудови – конструктивного синтезу багатоланкових автопоїздів т. зв. поздовжнього призначення на основі кінематики маневреності автопоїзда [40]. Загалом, після праць радянських наукових шкіл на території РФ (проф. Я. Є. Фаробін, Я. Х. Закін) наукові дослідження у сфері автопоїздів (зокрема ТЛАП) сконцентровані переважно у сфері військової автотехніки, із відповідним бюджетним фінансуванням [30, 35, 34] та, меншою мірою, у сфері сільського господарства [30–32].

Тематика триланкових, великогабаритних автопоїздів (у плані їхньої ефективності, маневреності та стійкості руху) знайшла відображення і у дослідженнях в Узбекистані, що пов'язано, очевидно, із транспортуванням бавовни-сирцю в аграрному секторі та перевезеннями у межах т. зв. Євразійського економічного простору [41, 42].

В Україні тематику досліджень автопоїздів суттєво розвинено на основі школи проф. В. П. Сахна, проф. О. П. Кравченка, проф. Б. І. Кальченка, проф. В. А. Макарова. Зокрема, відзначимо дисертаційні роботи І. С. Мурованого [43] та В. В. Стельмашука [44] власне щодо стійкості й керованості руху триланкових автопоїздів [45–49]. Однак питання динаміки ТЗП не досліджувались.

Проблематика триланкових автопоїздів актуалізувалась упродовж останніх 10–15 років у країнах ЄС. Це зумовлено істотним зростанням обсягів вантажних автоперевезень за практично незмінної мережі автодоріг загального користування. Зокрема у ФРН, згідно з даними [50, 51], у 1990–2005 рр. відбувся приріст обсягів вантажних автоперевезень на 70,3 % з оцінкою педального росту в наступні 15–20 років ще на 60 %. Це зумовило появу низки досліджень (завдяки фінансовій підтримці Міністерства транспорту) щодо оцінювання ефективності й

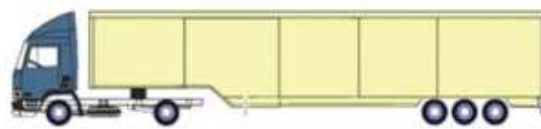
безпеки багатоланкових автопоїздів відповідно до обмежень габаритної довжини до 25,25 м та повної маси до 60 т – т. зв. Проєкту “ЄвроКомбі” (для розвитку уже узаконеної з 1997 р. практики використання таких автопоїздів для внутрішніх перевезень у країнах Скандинавії). Зазначимо, що теоретичні засади динаміки та конструктивного синтезу дво- і триланкових автопоїздів такої розмірності опрацював проф. Е. Гоепке (Е. Ноерке) [51, 52], а у 2011–2012 рр. з’явилась серія добровільних стандартів ISO [53–55], що формалізували певні граничні вимоги щодо стійкості й керованості автопоїздів.

Зростання інтенсивності руху на сучасних автомагістралях пов’язано з підвищенням безпеки руху транспортних засобів, особливо ці стосується багатоланкових автопоїздів для уникнення аварійних ситуацій, що несуть за собою погіршення здоров’я людей та значні матеріальні втрати при пошкодженні транспортних засобів та вантажів. Особливо гостро це питання стосується автомобільних поїздів, процес руху та гальмування яких набагато складніший ніж в одиничних автомобілів. Необхідно щоб гальмівна система дозволяла регулювати швидкість руху автопоїзда у широкому діапазоні, протидіяла заносам, а також унеможлиблювала складання ланок транспортного засобу та його зіткнення з іншими автомобілями, забезпечувала відповідну стійкість. При цьому водій повинен особливо контролювати поведінку транспортного засобу під час виникнення непередбачуваних перешкод і за необхідності швидко та безпечно зупинити цей транспортний засіб.

Покращення експлуатаційних властивостей багатоланкових автопоїздів у сучасних умовах руху є одним із найважливіших завдань для забезпечення безпеки та їх експлуатації. Зміни, які можуть відбутися у гальмівній системі ланок триланкового автопоїзда можуть спричинити порушення оптимальних показників регулювання і розподілу гальмівних сил по його осях та можуть призвести до втрати стійкості руху триланкового автопоїзда навіть при незначних швидкостях.

Згідно проєкту «Євро Комбі» з восьми можливих варіантів концепцій-структур автопоїздів в дослідженнях [50, 56] було відібрано три–чотири прийнятні компонування, у яких, окрім звичних додаткового причепа до

причіпного автопоїзда (рис. 1.2,а) та причепа до сідлового автопоїзда (рис. 1.2,в) розглянуто також тягач – вантажівку із опорним візком типу Dolly під стандартний напівпричіп (рис. 1.2,с), а також конфігурацію автопоїзда із сідлового тягача та коротшого і стандартного напівпричіпів із використанням тривісного візка типу Dolly як опорно-зчіпної ланки обох напівпричіпів (рис. 1.2,d) – т. зв. B-Duble.



1. Sattelzugmaschine mit Sattelanhänger (Sattelkraftfahrzeug) bis zu einer Gesamtlänge von 17,80 Metern



2. Sattelkraftfahrzeug mit Zentralachsanhänger bis zu einer Gesamtlänge von 25,25 Metern



3. Lastkraftwagen mit Untersetzachse und Sattelanhänger bis zu einer Gesamtlänge von 25,25 Metern



4. Sattelkraftfahrzeug mit einem weiteren Sattelanhänger bis zu einer Gesamtlänge von 25,25 Metern



5. Lastkraftwagen mit einem Anhänger bis zu einer Gesamtlänge von 24,00 Metern

Рисунок 1.2 – Компонувальні схеми автопоїздів за програмою “ЄвроКомбі” [44, 57]

При цьому розглядають причепа тільки з двома зближеними некерованими осями (з міжосьовою відстанню 1310 мм), що, як показали дослідження [44, 57], забезпечують кращу стійкість руху автопоїздів типу *a* і *b* (рис. 1.2), порівняно зі звичними рознесеними осями, передня з яких керована. (Остання оцінка

грунтувалась на результатах порівняльного дослідження під час виконання маневрів – зміна смуги руху тощо, зокрема згідно з [58]. Повна маса автопоїздів з тягачем колісної схеми 6×4 становила 60 т, із тягачем схеми 4×2 – 48 т.

Пріоритетом досліджень у межах фінансування центральних органів влади ФРН є оцінювання зміни характеристик стійкості та керованості руху цих автопоїздів збільшеної габаритної довжини вищезазначених компоновальних схем (рис. 1.2), а також порівняльна оцінка необхідної з умов безпеки руху довжини ділянки автодороги для руху колони стандартних сідлових автопоїздів (16,4 м) та пропонованих, видовжених до 25,25 м, у разі переміщення збільшеної на 60 % кількості європоїздів. Формування протяжності автоколон визначалось відповідно габаритною довжиною обох типів автопоїзда (16,4 м та 25,25 м), а також прийнятою за умовами безпеки дорожнього руху (гальмівного шляху). Відстанню між автопоїздами – 50 м. Як базу порівняння взято сто стандартних сідлових автопоїздів місткістю 34 європіддони кожен та визначено відповідну протяжність автоколон обох типів за прогнозованого збільшення обсягу перевезень у найближчі 15–20 років на 60%. Місткість автопоїзда типу “бортовий тягач-напівпричіп на візку Dolly” (рис. 1.2,с), який визнано найкращою комбінацією за умовами стійкості та маневреності руху, становить 52 європіддони.

Результати оцінювання засвідчили ефективність використання видовжених автопоїздів проекту “ЄвроКомбі” – протяжність автоколони, яка здійснює перевезення, еквівалентна кількості європоїздів (5440 шт.).

Відповідно, потреба у 160 автопоїздах по 16,4 м та у 10,5 автопоїзда проекту “ЄвроКомбі” (25,25 м) зменшилась практично на 30 % – з 10,6 км до 7,9 км (рис. 1.2), що підтвердило ефективність програми “ЄвроКомбі” з погляду зниження завантаження автодоріг. Цей аспект є особливо актуальним і для України, зокрема для зони чорноземів зі значними обсягами сільськогосподарських автоперевезень та, найближчою до європейської, питомою протяжністю автодоріг, що відповідає такій площі території.

Порівняльні дослідження щодо стандартного сідлового автопоїзда 16,4 м

засвідчили допустиме збільшення поперечних прискорень автопоїзда 25,25 м під час регламентованих швидкісних маневрів та незначне збільшення гальмівного шляху (за зростання із 42 до 60 т повної маси) на 0,5–1,4 м [44, 48, 49], що загалом підтвердило допустимість використання їх у повсякденній експлуатації, зокрема і з огляду на проект відповідного нормативного акта ЄЕК ООН [55]. Використання дво- і триланкових автопоїздів збільшеної габаритної довжини (25,25 м), як показали результати вищезазначених досліджень, дає змогу зменшити необхідну кількість автопоїздів та відповідний сумарний пробіг до 32 % з економією моторних палив близько 15 % та затрат (собівартості перевезень) на 28 % за еквівалентного обсягу перевезень порівняно зі звичними стандартними автопоїздами 16,4 м. Загалом така оцінка ефективності ТЛАП корелює і з результатами досліджень у ФРН [56, 57], а також у США та Канаді (із дещо відмінною законодавчою нормативною базою щодо масогабаритних параметрів автопоїздів) [59, 60].

Разом із тим, дослідження динаміки навантажень ОЗП у разі збільшення масогабаритних характеристик автопоїздів типу “ЄвроКомбі”, як і комбінації ЗП та ОЗП різних компоновальних схем видовжених автопоїздів (див. рис. 1.2), не проводились. Певною мірою питання цих навантажень частково розглянуто у дисертації Б. Маркса (B. Marx) [61] та роботі [62], однак дослідження вертикальних коливань та навантажень у них здійснено щодо колісних тракторів без звичної для автомобілів підвіски та причіпного і навісного обладнання сільськогосподарського призначення, що докорінно відрізняє отримані результати і рекомендації щодо багатоланкових автопоїздів.

Практично необхідно констатувати реальність перспективи поступового впровадження автопоїздів типу “ЄвроКомбі” (рис. 1.2), для яких поряд із суттєвим, майже 1,5-кратним збільшенням повної маси, характерне додавання до звичного ЗП причіпних автопоїздів, чи ОЗП автопоїздів із напівпричепами додатково ЗП чи ОЗП. Очевидно, що ці обставини зумовлюють актуальність дослідження динаміки роботи та шляхів вдосконалення/розвитку конструкцій ТЗП автопоїздів. Останні формуються насамперед у вертикально-поздовжній

площині стосовно напрямку руху автопоїзда як рознесені послідовно багатомасові еквівалентні моделі з оцінюванням коливань (навантажень) у ОЗП у горизонтальному та вертикальному напрямках. Беручи до уваги реалії пріоритетного використання автопоїздів типу “ЄвроКомбі”/ТЛАП в Україні, насамперед у аграрному секторі з поганою якістю доріг, пріоритетними є дослідження та оцінювання динаміки роботи ОЗП власне у горизонтальній площині – напрямі руху.

1.2. Огляд досліджень коливань та динаміки навантажень автопоїздів

Питання коливань та відповідної динаміки навантажень на осях достатньо детально і ретельно досліджено щодо дво- і тривісних автомобілів, висвітлено у загальній теорії автомобіля [31, 32, 63] та у спеціальних дослідженнях динаміки підвіски [64–68]. Однак щодо автопоїздів, тим паче триланкових, основний акцент зроблено на пріоритетніших проблемах стійкості та керованості руху, маневреності [16, 30, 32, 33]. Очевидно, що динаміка вертикальних і горизонтальних навантажень в ОЗП триланкових автопоїздів формується кінетично взаємопов’язаними автомобілем-тягачем та причепами/напівпричепами, а їх теоретичне дослідження та аналіз ґрунтуються на відповідному розвитку двовимірних динамічних еквівалентних моделей автомобіля-тягача та послідовно з’єднаних причепів/напівпричепів.

Дослідження динаміки ТЗП автомобілів [26] були ще у 1960–1961р.р., і, звичайно, були основані на варіанті типу “гак–петля” та дволанковому автопоїзді зі звичною на той час потужністю тягача (80–90 кВт) з повною масою (14–16 т) дволанкового автопоїзда. При цьому конструктивно доцільне введення пружного елемента у ТЗП, що дає змогу під час рушання автопоїзда здійснити попередній розгін тягача у межах деформації пружного елемента і, відповідно, додатково реалізувати набуту кінетичну енергію тягача на ТЗП та збільшити істотно масу причепа, яку здатен зрушити тягач, порівняно із жорстким зчепленням тягача і причепа. Питання зменшення ударних навантажень у ТЗП загалом не

розглядалось як пріоритет [25–28].

Чинні у СРСР законодавчі нормативні обмеження щодо габаритної довжини автопоїздів і фактично тільки розгортання у 60–70-ті роки їхнього масового виробництва із порівняно малопотужними автомобільними тягачами зумовили акцент у науково-дослідних роботах у цій сфері власне на дволанкові автопоїзди. Разом з тим перевезення вантажів малої питомої (об'ємної) маси привели до появи низки досліджень щодо триланкових причіпних автопоїздів. Зокрема, це роботи проф. А. І. Аксьонова [69, 70], проф. Г. І. Гладкова [71], кандидатські дисертації В. К. Зикова [72], В. А. Павлова [73], дослідження у Ташкентському автодорожньому інституті [74] та проф. Я. Є. Фаробіна [14], канд. техн. наук В. В. Аكوпова [15]. Однак, природно, в умовах розвиненої інфраструктури автодоріг у СРСР акцент досліджень змістився до проблем маневреності та стійкості руху й динаміки гальмування ТЛАП.

Питання динаміки навантажень ЗП в аспекті впливу зазору та податливості пружності зчипки на поперечну-горизонтальну стійкість руху розглянуто (на прикладі сідлового дволанкового автопоїзда) тільки у роботах В. В. Маланіка та В. В. Аكوпова [27–28, 31]. Щодо дволанкового причіпного автопоїзда динаміку ЗП (на прикладі звичної у СРСР схеми “гак–петля”) розглянуто у кандидатській дисертації А. М. Проскуріна [75], де обґрунтовано доцільність нелінійної пружної характеристики ЗП.

Динаміку навантажень ТЗП автопоїздів розглянуто у [76] з акцентом на додаткове підвищення демпфуючих характеристик з умов зменшення коливань причепа/напівпричепа у поперечній площині до напрямку руху та збільшення відповідно максимальних швидкостей автопоїзда.

У [77-79] у дослідженнях динаміки гальмування дволанкових причіпних автопоїздів розглянуто питання динаміки навантаження у зчипному пристрої під час екстреного гальмування – зокрема на прикладі малотоннажного автопоїзда категорій М1+01, а також причепа [72], однак не під'єднаного до робочої гальмової системи автомобіля-тягача, що не характерно для БЛАП.

У монографії проф. В. В. Аكوпова [31] під час розгляду ТЛАП акцент

зроблено власне на оцінку маневреності причіпних автопоїздів, питання актуальних сьогодні у Європі (програма “ЄвроКомбі”) схем ТЛАП – комбінацій напівпричепа і причепа зі зближеними осями – взагалі не розглядалось.

З початку 2000-х років завдяки бюджетній підтримці активізувались дослідження у військовій сфері великогабаритних автопоїздів, зокрема із т. зв. активним напівприцепом – ведучими осями, наприклад, проф. В. А. Горелова [80, 81] та проф. А. А. Полунгяна [82] в МГТУ ім. М. Е. Баумана. У цьому плані практичний інтерес становлять питання оцінки руху автопоїзда в умовах бездоріжжя та математична модель ударних навантажень шарнірного пальця ОЗП сідлового автопоїзда під час руху бездоріжжям.

Разом із тим динаміка триланкових автопоїздів не розглядалась. Динаміка ОЗП сідлового автопоїзда була предметом дослідження у Білорусії, опрацьовано рекомендації щодо вдосконалення пружно-демпфуючих характеристик ОЗП у процесі експлуатації [83].

Однак загалом слід констатувати, що питання динаміки руху та навантажень ОЗП великогабаритних триланкових автопоїздів, зокрема внаслідок чинних нормативних обмежень габаритної довжини автопоїзда у РФ та Білорусії, практично не досліджувались.

Питання динаміки ТЗП та розвитку/вдосконалення конструкцій у СРСР/РФ значно глибше розглянуто і досліджено щодо тракторних причіпних поїздів, що зумовлено й набагато важчими умовами руху в сільському господарстві (зокрема і на опорних поверхнях, що деформуються) [84–86]. У цих працях розглянуто математичну модель руху тракторного причіпного автопоїзда з урахуванням пружно-демпфуючих характеристик ТЗП. При цьому досліджували вплив пружно-демпфуючих характеристик ТЗП на стійкість руху (зокрема трактора з двома причепами) та динаміку гальмування. Також було розглянуто і вплив геометрії розміщення (висоти) ТЗП трактора та пружно-демпфуючих характеристик на розподіл навантажень на осі та величину пробуксовування ведучих коліс трактора-тягача на опорних поверхнях, що демпфуються. У нещодавній докторській дисертації Ю. В. Перчаткіна [87] безпосередньо динаміку

ТЗП не досліджено, однак практичний інтерес (зокрема з умов дослідження динаміки ТЗП) становить аналіз умов руху тракторних поїздів та відповідна їхня градація, що актуально і для розгляду умов руху автопоїздів, зокрема ТЛАП, під час здійснення перевезень в аграрному секторі економіки. Практично у РФ, насамперед у Саратовському аграрному університеті, здійснено низку досліджень щодо тракторних причепів, зокрема триланкових. У кандидатській дисертації С.А. Алексєєва [88] достатньо детально розглянуто вплив конструкції ТЗП, зокрема пружно-демпфуючих характеристик, на динаміку гальмування трактора з причепом, а у дисертації І. І. Мандрика [89] розглянуто вплив характеристик ТЗП на динаміку стійкості руху на поворотах тракторного триланкового поїзда.

При цьому дослідження ґрунтувались на двовимірній еквівалентній схемі триланкового причіпного тракторного поїзда (рис.1.2) у поздовжній та поперечній площинах руху під час здійснення поворотів на горизонтальній дорозі із твердим покриттям (без урахування бічного відведення шин, для певних значень постійної швидкості руху).

Накладена умова руху із постійною швидкістю передбачає з відповідним тяговим зусиллям у ЗП відсутність зазору та відсутність впливу пружних та демпфуючих характеристик ЗП на динаміку руху, що проявляються на неусталених режимах (рушання, перемикання передач з розривом силового потоку, розгін, гальмування).

Разом з тим практичний інтерес становлять результати оцінки підвищення стійкості руху тракторного чи автомобільного поїзда під час руху на поворотах (чи апріорі прямолінійного за дії бічної сили вітру, наприклад) за рахунок відповідних складових зусилля на зчїпному гаку (рис. 1.3), що протидіють перекидальній дії відцентрової сили інерції $F_{in-pr-1}$ та $F_{in-pr-2}$ (чи відповідних бічних сил із відповідною протидією прямолінійному руху).

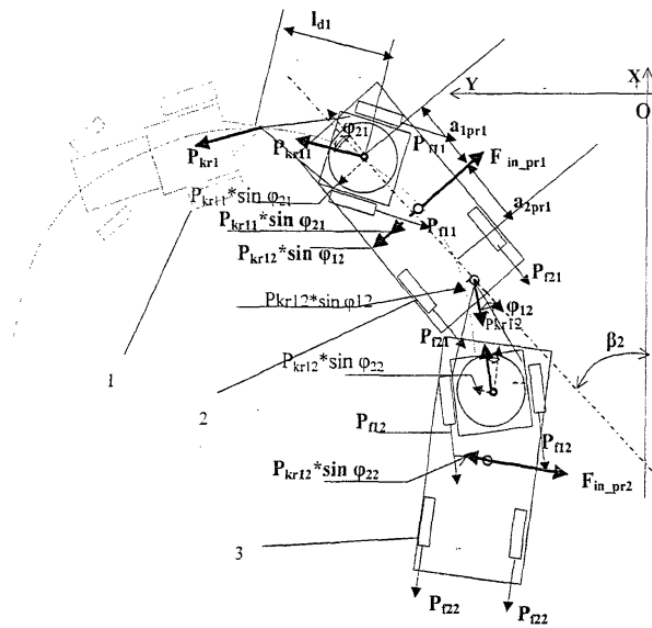


Рисунок 1.3 – Плошка динамічна еквівалентна схема руху триланкового тракторного поїзда і сил, що діють на причепи: 1 – трактор; 2 – 1-й причеп; 3 – 2-й причеп [89]



Рисунок 1.4 – Залежність необхідних зусиль на ЗП від швидкості руху (для радіуса повороту 15 м) [89]: 1 – сила інерції; 2 – необхідне тягове зусилля на ЗП; 3 – необхідне додаткове зусилля; 4 – сила опору руху причепів

Відповідно отримано залежності відцентрової сили, що діє на причіп (повною масою 5 т), та додаткового і повного зусилля на ЗП, необхідних для створення певного рівня центра ваги на повороті, залежно від швидкості руху (рис. 1.4) та радіуса повороту (рис. 1.5) [89].



Рисунок 1.5 – Залежність зусилля на ЗП від радіуса повороту (за швидкості 25 км/год) [89]: 1 – сила інерції, 2 – необхідне тягове зусилля на ЗП; 3 – необхідне додаткове зусилля; 4 – сила опору руху причепів

Звичайно, досліджувані умови руху (швидкості 15–25 км/год та радіуси повороту 10–20 м) та характеристики мас (5 т) не характерні для існуючих автопоїздів (40 т) чи ТЛАП (до 60 т). Не враховано ефект бічного відведення шин, а щодо автопоїздів – вплив відповідної сили опору повітря на бічну проекцію, як правило, тентованого автомобільного причепа (напівпричепа залежно від кута відхилення від напрямку руху тягача автопоїзда). Разом із тим, заслуговує на увагу запропонований ТЗП – з активним підсилювачем осьового зусилля у з’єднанні “тягач–причіп” залежно від порогових датчиків кута повороту чи відцентрової сили інерції (рис. 1.6).

Призначення запропонованого активного ТЗП полягає у створенні додаткового осьового зусилля у ЗП в разі спрацювання одного із двох датчиків 6, 7 за рахунок створення додаткового тиску на поршень гідроамортизатора 2, що підвищує момент сил, які протидіють моменту перекидання АП під впливом відцентрової сили (при високо розмещеному центрі ваги) і збільшують поперечну стійкість руху АП.

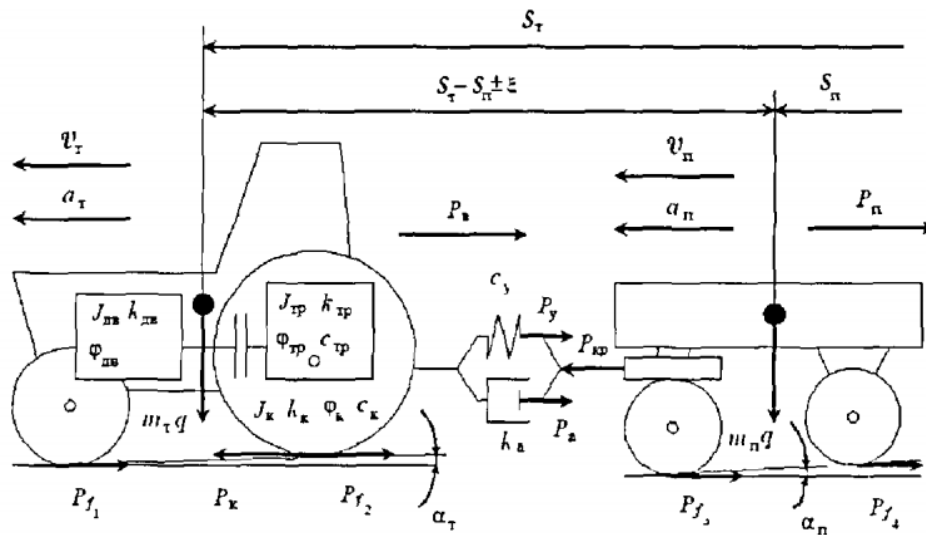


Рисунок 1.7 – Схема руху трактора із причепом [90]

Комп’ютерне моделювання процесів рушання з місця та розгону дволанкового тракторного поїзда (на прикладі МТЗ-80 та причепа ПТС-4 реалізовано у програмному середовищі MATLAB Simulink). Практичний інтерес становлять отримані експериментально та за допомогою комп’ютерного моделювання (зі стандартним ЗП) залежності зміни швидкості трактора V_1 і причепа V_1 і зусиль у зчпному пристрої “гак–петля” $P_{кр}$ та крутного моменту на півосях ведучих коліс трактора M_t (схема 4×2) і тягового зусилля P_k на ведучих колесах трактора під час рушання з місця (рис. 1.8–1.9).

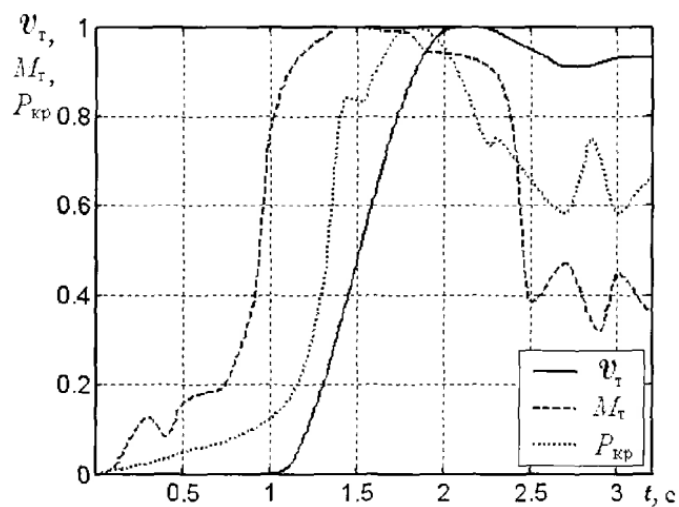


Рисунок 1.8 – Результати експериментальних досліджень динаміки рушання трактора МТЗ-80 та причепа 2ПТС-4 [90]

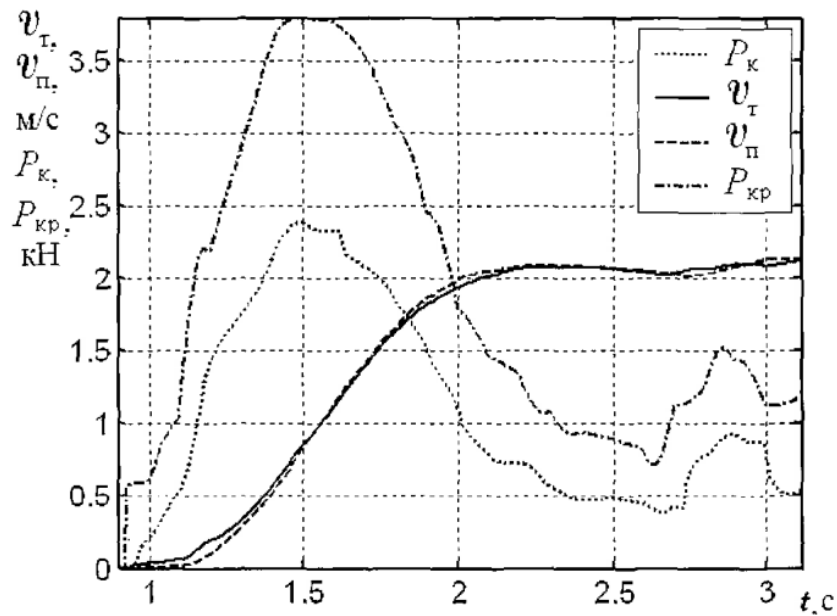


Рисунок 1.9 – Результати комп’ютерного моделювання динаміки рушання трактора МТЗ-80 та причепа 2ПТС-4 [90]

Подані результати приведено у безрозмірну форму відносно абсолютних значень кожного із параметрів, що відповідають значенням $V_T=2,1$ м/с, $M_T=2,72$ кН м, $P_{кр}=2,35$ кН.

Отримані результати свідчать про очевидне зміщення у часі тягового зусилля тягача-трактора M_T та зусилля у ЗП- $P_{кр}$ (зі стандартною гідропружинною петлею) (рис. 1.6) з відповідним незначним зсувом швидкостей руху V_T і V_P ланок тракторного поїзда. Очевидно, що ця тенденція буде очевиднішою для другого причепа (у випадку ТЛАП) навіть за стандартно підпружиненої петлі ТЗП, яка стане коригованою величиною у разі оснащення відповідними пристроями, що підтверджує актуальність цього дослідження.

Безперечно, результати досліджень дволанкових тракторних поїздів неможливо адекватно перенести на динаміку сучасних ТЛАП, унаслідок як суттєвих конструктивних відмінностей ТЗП, так і габаритно-вагових параметрів, однак загалом вони підтверджують актуальність проблеми і можливості оптимізації процесу руху ТЛАП.

В Україні наукові дослідження власне триланкових автопоїздів ведуться

активніше, зокрема завдяки розвитку відповідних наукових шкіл проф. В. П. Сахна, проф. Б. І. Кальченка, проф. О. П. Кравченка та проф. В. В. Іванова, однак, як зазначено вище у підрозд. 1.1 та додатково у [94, 95], стосуються актуальніших за умов експлуатації проблем стійкості та керованості руху автопоїздів.

Динаміку навантаження ЗП у перехідних режимах руху щодо дволанкового автопоїзда категорії M1+01 розглянуто у роботі [95] для відповідного кульового ЗП без пружно-демпфуючих ланок, звичного для малотоннажних АП. Динаміку ЗП та ОЗП і у ранніх дослідженнях [96–99], і у сучасних європейських та американських роботах опрацьовано достатньо ретельно щодо класичних дволанкових автопоїздів, зокрема і з прив'язкою до сучасних причепів зі зближеною двовісною схемою, без поворотної осі, що забезпечує кращу стійкість руху на вищих (до 90–100 км/год) швидкостях, насамперед з умов стійкості та керованості руху [100–104 та ін.]. Достатньо ретельно узагальнено дослідження питання динаміки руху дволанкових автопоїздів, насамперед з умов стійкості, керованості та маневреності руху, однак проблематика ТЛАП та динаміка навантажень ТЗП не розглядалась [105]. Однак поява ТЛАП (у межах габариту 25,25 м за програмою “ЄвроКомбі”) у країнах Скандинавії зумовила появу і кількох досліджень у цій сфері, насамперед щодо порівняльної оцінки можливих варіантів формування ТЛАП з огляду на стійкість, керованість та маневреність руху [92–95], зокрема двох дисертаційних робіт щодо стійкості руху ТЛАП [106–108]. Дослідження ці проводились у межах чинної нормативної бази ЄС щодо автопоїздів [13], а також проекту Правил СЕК ООН у цій сфері [58] та добровільних стандартів ISO щодо стійкості руху автопоїздів і дволанкових автобусів [53–55], зокрема на замовлення державних органів влади у сфері автомобільного транспорту [50, 56, 57]. Заслугове на увагу дослідження [103], у якому достатньо детально розглянуто динаміку ЗП кульового типу дволанкового поїзда з оцінюванням поздовжніх навантажень під час екстреного гальмування, зокрема із урахуванням пружних і демпфуючих характеристик ЗП, типових для серійних ЗП у виробництві. Разом з тим, динаміка ЗП для триланкових

автопоїздів, очевидно, неактуальних для Європи на час дослідження (1986 р.), не розглядалась.

В [61, 62] розглянуто питання динаміки коливань і навантажень (зокрема у ЗП) тракторних дволанкових поїздів на базі дволанкових моделей. Однак, як зазначено вище, швидкості, режими руху (до 25 км/год) та вантажність причепа (до 10–15 т) не характерні для сучасних автопоїздів і тому є потреба у дослідженні динаміки руху сучасних багатоланкових автопоїздів.

1.3. Аналіз запатентованих конструкцій зчіпних пристроїв автопоїздів

Корисна модель [109] належить до галузі автомобілебудування і може бути використана, наприклад, у транспортних засобах високої прохідності (рис. 1.10). Технічний результат – поліпшення експлуатаційних якостей. Тягово-зчіпний пристрій автопоїзда містить дві вилки 7 і 8, з'єднані між собою віссю 6, одна з яких прикріплена до тягача, два гідроциліндри 11 і 12, встановлені в горизонтальній площині з двох сторін від осі 6, одні кінці яких пов'язані з причепом, а другі – з тягачем, розсувну трубу 18, що має нерухому ланку 19, жорстко прикріплену до тягача, і висувну ланку 20, жорстко пов'язану з вилкою 7. Остання з'єднана пружиною розтягування 21 із тягачем.

На автопоїзді встановлено джерело тиску 24, поєднане із гідробаком 25, і гідророзподільник 26. Штокові порожнини кожного гідроциліндра попарно поєднані з поршневыми порожнинами протилежного гідроциліндра. Штокова і поршнева порожнини кожного гідроциліндра сполучені між собою через гідравлічний демпфер 17. Гідророзподільник 26 виконано з можливістю сполучення джерела тиску з усіма порожнинами 13–16 гідроциліндрів 11 і 12 одночасно.

Технічним результатом заявленого пристрою є поліпшення експлуатаційних якостей завдяки унеможливленню виникнення горизонтально-площинних коливань і перегинів автопоїзда під час маневрів і різкого гальмування.

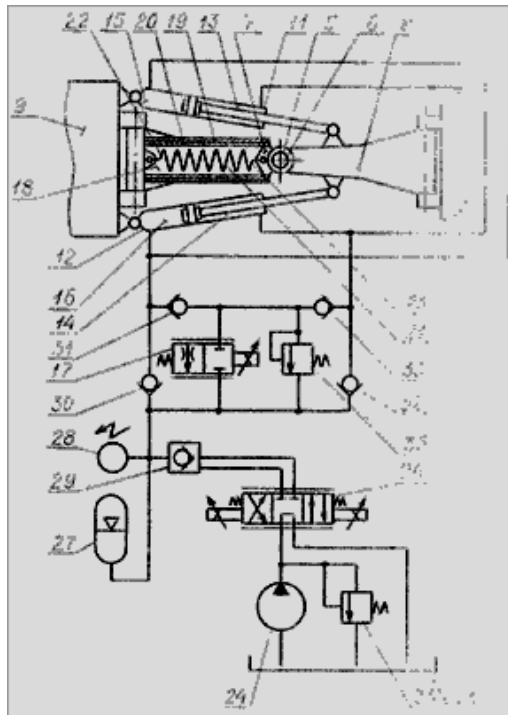


Рисунок 1.10 – Патент № 77827. Тягово-зчіпний пристрій автопоїзда

Буксирний пристрій транспортних засобів [110] створює додаткові зусилля, що підвищують тягові можливості евакоцягача (рис. 1.11), а отже, і прохідність евакопоїзда під час прямолінійного руху по ґрунтах із низькою несучою здатністю.

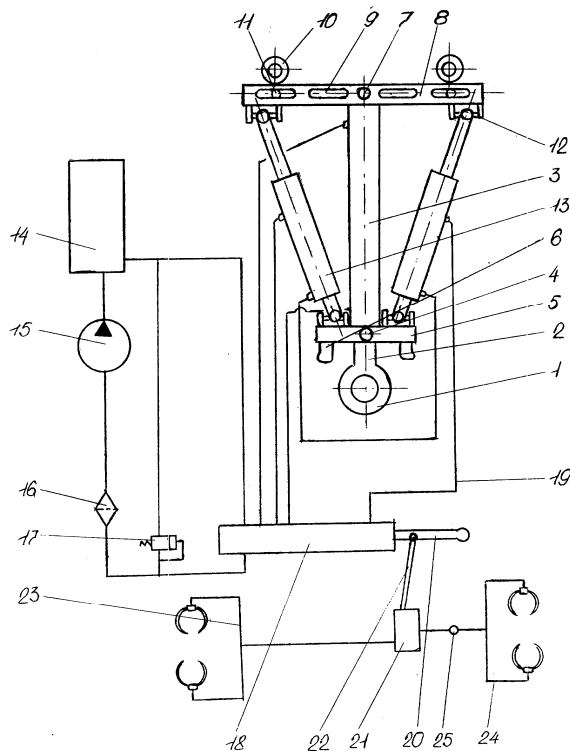


Рисунок 1.11 – Патент № 2101196. Буксирний пристрій

Цього досягають буксирним пристроєм, що містить перший зчіпний елемент 1, жорсткий елемент 3, шарнірно пов'язаний із замковим пристроєм 8, і поперечиною 5. З поперечиною 5 і замковим пристроєм 8 за допомогою шарнірів з'єднані симетрично розташовані відносно поздовжньої осі тяги, кожна з яких виконана у вигляді гідроциліндра 13. У пазах замкового пристрою встановлено другі зчіпні елементи, виконані у вигляді петель. Пристрій забезпечений додатковим гідроциліндром, розміщеним у жорсткому елементі, причому шток гідроциліндра жорстко з'єднаний з першим зчіпним елементом, а жорсткий елемент за допомогою кульового шарніра – із поперечиною.

Винахід [111] належить до буксирних пристроїв із гідравлічними амортизаторами (рис. 1.12). Технічне завдання запропонованого винаходу – підвищення динамічних характеристик тягово-зчіпного пристрою. Цього досягнуто тим, що тягово-зчіпний пристрій забезпечений другим плунжером із дроселювальними отворами, який сполучений з тягачем і розміщений всередині порожнини штока першого плунжера, із пружиною, клапанами, що регулюють зазор дроселювальних отворів першого плунжера. Входи управління клапанів з'єднані з виходом гідравлічного датчика, що перетворює деформацію ресори на зміну тиску масла. Площа поперечного перерізу дроселювальних отворів другого плунжера становить 0,4...0,95 площі поперечного перерізу дроселювальних отворів першого плунжера.

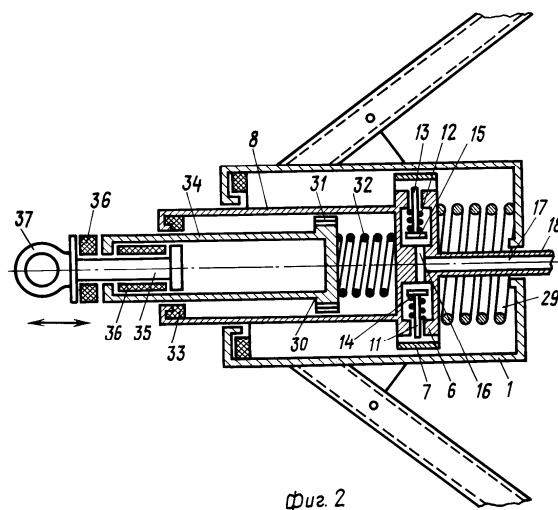


Рисунок 1.12. – Патент № 2127198. Тягово-зчіпний пристрій для з'єднання тягача з колісним причепом

Наявність винаходу в пропонованому технічному рішенні доводить те, що в цьому тягово-зчіпному пристрої, на відміну від відомих конструкцій, можливо регулювати опір перетікання масла із однієї порожнини тягового гідроциліндра в іншу. Це забезпечить роботу тягово-зчіпного пристрою у широкому діапазоні змінних навантажень.

Пристрій [112] містить тягові важелі та гідроциліндр (рис. 1.13). Тягові важелі виконано у вигляді двох вантажонесучих вилокподібних важелів (4, 5), шарнірно з'єднаних верхніми частинами своїх підстав із сідлом (6) і між собою. Нижня частина кожного із важелів виконана в формі припливів (7), на яких розміщені пружні елементи (8). На кінцях вантажонесучих важелів зроблено посадкові отвори, через які пропущено й зафіксовано шплінтовим з'єднанням осі, шарнірно з'єднані в середній частині гідроциліндром односторонньої дії (11). На кінцях осей містяться тіла кочення (12), розташовані в пазах напрямних (14), жорстко пов'язаних болтовим з'єднанням (15) з лонжеронами (16) рами тягача. Напрявні забезпечені вбудованими з боку відкритих прорізів їх пазів парами клинових рухомих елементів (17, 18) й утримуються в заданому положенні регулювальними гвинтами (19).

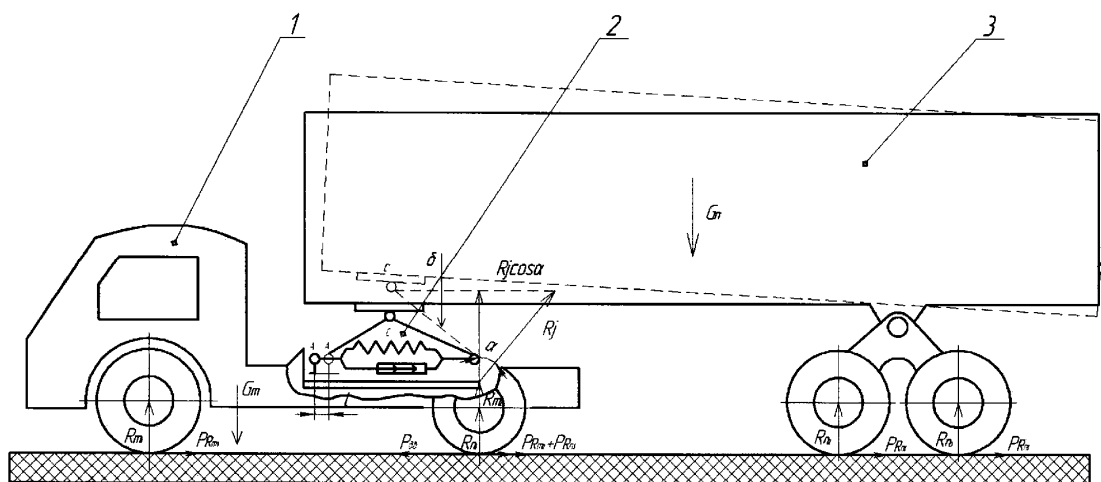


Рисунок 1.13 – Патент № 2361748. Сідлово-зчіпний пристрій

Між нероз'ємними торцевими стінками пазів напрямних, тілами кочення одного вантажонесучого вилокподібного важеля, і між торцевими стінками, утвореними вбудованими в пази рухомими клиновими елементами і тілами

кочення іншого вантажонесучого важеля, встановлено пружні елементи (22) з відповідною формою поверхонь, що сполучаються. Підвищуються тягово-зчіпні властивості та плавність ходу транспортного засобу.

Винахід [113] стосується сфери автопоїздів і призначений для регулювання лінійного положення сідлово-зчіпного пристрою тягача під час руху транспортного засобу (рис. 1.14). Система для регулювання положення сідлово-зчіпного пристрою (4) тягача містить перемикаючий пристрій, блок управління. Блок управління тягача містить виконавчі засоби, пам'ять, середовище для зберігання даних. Під час регулювання лінійного положення сідлово-зчіпного пристрою (4) він переміщується вперед у відповідь на збільшення швидкості транспортного засобу, для зменшення зазору між кабіною (3) управління та напівпричепом (2) з більшою швидкістю у той час, коли тягач (1) виконує перемикавання передач, ніж у той час, коли тягач (1) не виконує перемикавання передач. Подають команду на гальмування напівпричепа (2) щодо тягача (1), коли необхідно здійснити переміщення сідлово-зчіпного пристрою (4) назад для збільшення зазору між кабіною управління (3) і напівпричепом (2) у відповідь на зменшення швидкості транспортного засобу, для сприяння, у такий спосіб, переміщенню сідлово-зчіпного пристрою (4) назад. Досягається регулювання зазору між кабіною тягача і напівпричепа під час руху транспортного засобу, поліпшення маневреності, зменшення споживання палива.

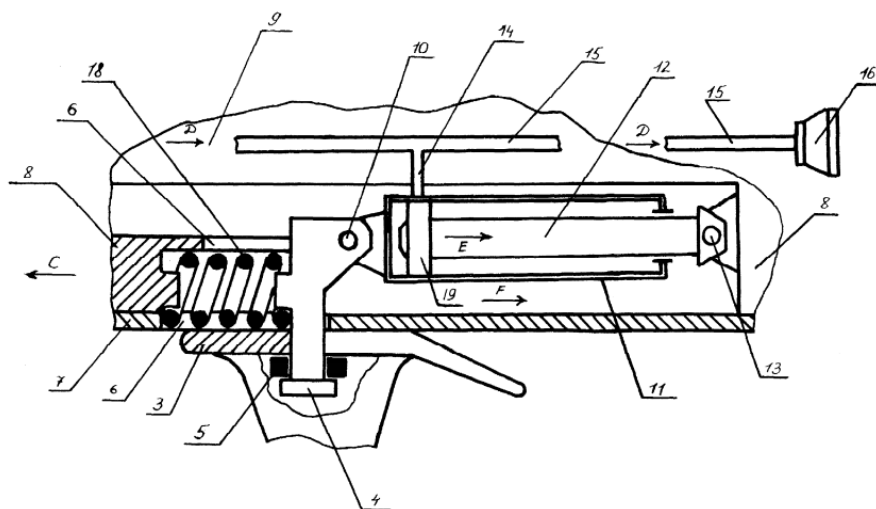


Рисунок 1.14 – Патент № 2483963. Спосіб і система для регулювання лінійного положення сідлово-зчіпного пристрою

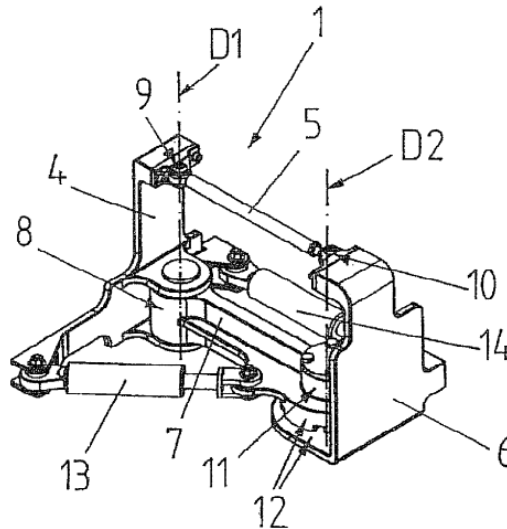
Винахід належить до безрейкових ТЗ [114]. У великовантажний автопоїзд входять тягач, обладнаний пневмогальмівною системою і сідловим пристроєм, який взаємодіє зі шворнем, жорстко закріплений на рамі напівпричепа; він містить також пневмогальмівну систему, з'єднану із пневмогальмівною системою тягача. Рама напівпричепа шарнірно з'єднана зі штоком пневмоциліндра, розташованого співвісно повздовжній осі його симетрії. Циліндр також шарнірно закріплений на шворні, рухомо розміщеному в напрямних рами напівпричепа і підпружиненому щодо останньої. Підпоршнева порожнина циліндра, розташована з боку шворня, підключена за допомогою трубопроводу до пневмогальмівної системи згаданого напівпричепа. Технічний результат – підвищення безпеки руху під час експлуатації великовантажних автопоїздів.

Автопоїзд складається із автомобіля-тягача, обладнаного сідлом, що має можливість кутового повороту і лінійного переміщення відносно шасі та взаємодіє зі шворнем, жорстко закріпленим на опорному листі виступу рами напівпричепа. Кінцева частина циліндричної поверхні шворня оснащена шліцами, взаємопов'язаними із відповідними виконаними всередині поворотної втулки. Втулка встановлена з можливістю кутових поворотів на кріслі й на своїй частині має декілька важелів. Важелі шарнірно пов'язані з тягами, кінці яких також шарнірно закріплені на шасі. Сідло за допомогою пружини з'єднане зі згаданим шасі автомобіля-тягача. Винахід спрощує конструкцію опорно-зчіпного пристрою і знижує його металомісткість.

Група винаходів [115] стосується шарнірної конфігурації для з'єднання двох частин ТЗ в один ТЗ із керуванням шляхом складання шарнірно зчленованої рами з можливістю руху в дві колії та перехрещення мостів ТЗ. ТЗ містить дві частини ТЗ, кожна з яких з'єднана з іншою шарнірною конфігурацією (1).

Шарнірна конфігурація (рис. 1.15) (1) містить чотири структурні елементи (4, 5, 6, 7), з'єднані між собою за допомогою чотирьох шарнірних зчленувань (8, 9, 10, 11) так, що вони, перебуваючи в нормальному положенні, за якого сукупність центрів шарнірів шарнірних зчленувань (8, 9, 10, 11) утворює одну площину, спільно утворюють замкнену, по суті, чи незсувну уздовж площини

раму. Кожен із двох структурних елементів (4, 6), що утворюють дві протилежні сторони нерухомої рами, виконано з можливістю повороту в двох із чотирьох шарнірних з'єднань (8, 9, 10, 11) навколо осі обертання (D1, D2). Вісь обертання (D1, D2) лежить у нормальному положенні в площині, утвореній центрами шарнірів, щодо інших структурних елементів (5, 7).



Фиг.1

Рисунок 1.15 – Патент № 2484996. Шарнірна конфігурація для з'єднання двох частин транспортного засобу й автомобіля

На основі проведеного огляду визначено основні напрямки вдосконалення ТЗП: а) покращення експлуатаційних характеристик автопоїздів (стійкості, плавності руху, маневреності, прохідності, аеродинаміки); б) конструктивних параметрів ТЗП (зменшення металомісткості, розширення меж використання – діапазону навантажень, спрощення конструкції).

1.4. Огляд методик дослідження транспортних засобів із причіпними ланками та їх складових

Усі етапи розроблення нової техніки можна згрупувати у чотири основні фази, що у загальних рисах описують увесь життєвий цикл створеного продукту: концептування, проектування, конструювання, реалізація [116].

Під час фаз проектування, конструювання і реалізації створені й розробляються програмні середовища, що дають змогу полегшити працю дослідників, конструкторів та експлуатаційників. Це середовища математичного

моделювання MathCad [117], MatLab [118], Matematica [119], Maple [120], Dymola [121], системи автоматизованого проектування AutoCad [122], CATIA [123], T-FLEX CAD [124], Компас [125], ANSYS [126], Unigraphics [127], SolidWorks [128], системи управління базами даних Microsoft Access [129], Lotus Approach [130], dBase [131], Visual FoxPro [132], Oracle [133], MS SQL Server [134].

У фазі ж концептування використовується феноменологістичний опис методів проектування (евристичні методи, методи ітерацій, морфологічного аналізу, декомпозиції, теорія вирішення винахідницьких завдань). Феноменологістичний опис мислення людини накладає істотні обмеження на дослідження, аналіз і використання великих баз знань. Спроби використати успіхи сучасної математики досягають локальних результатів.

Напрямок системного синтезу, орієнтований на створення структур в технічних системах різного виду діяльності людини (зокрема і транспортних засобів), розвивається протягом усього періоду становлення системного синтезу. Дослідження, що базуються на підході, умовно названому цільовим, можна вважати синтезом структур від цілей ("зверху") до кінцевої структури внизу. При застосуванні підходу морфологічного (термінального, лінгвістичного), синтез починався від аналізу простору станів, від елементів "знизу" вгору, до способів і принципів побудови.

Дослідження проводяться на базі математичної логіки, дискретної математики, кібернетичного підходу [135, 136] і були присвячені синтезу автоматів і схем шляхом введення правил взаємодії логічних елементів та мінімізації структур на основі логічних законів і теорем.

Ці середовища на основі сформованої бази вихідної інформації майбутнього агрегата автомобіля за визначеними критеріями формують необхідний перелік властивостей/характеристик, що є основою для подальшого проектування і конструювання агрегата. Упорядкування і структуризація знань – шлях до побудови такого середовища знань, яке б давало змогу моделювати людське мислення під час створення нових машин і механізмів та дослідження їх функціонування.

1.5. Аналіз проведених досліджень

Виконані огляд та аналіз літературних джерел дають підстави зробити такі узагальнення:

1. У зв'язку з зростанням обсягів перевезень і завантаженістю доріг актуальним є використання багатоланкових автопоїздів. При цьому виникають питання узгодження їх використання з нормативними документами.

2. Використання додаткових ланок автопоїздів і високі швидкості руху зумовлюють необхідність підвищеної безпеки руху – забезпечення стійкості руху.

3. Раніше проведені дослідження стосувалися ефективності роботи тракторних поїздів при порівняно невисоких швидкостях руху і дволанкових автопоїздів при високих швидкостях руху. Дослідження триланкових автопоїздів проводилися з метою покращення поперечно-горизонтальної стійкості руху. Дослідження стійкості руху в поздовжньому напрямку майже відсутні.

Отже, рух автопоїздів, а особливо рух триланкових автопоїздів з пружно закріпленими ланками, є складним процесом, на який впливає низка чинників, зокрема й випадкових. Численні дослідження дали змогу встановити головні чинники, що впливають на плавність руху (маси тягача, причіпної ланки та вантажу, швидкість руху, параметри компонування, жорсткісні та демпфуючі параметри ТЗП тощо), а також діапазони їх зміни.

4. Покращення конструкції ТЗП здійснюється у двох напрямках: а) покращення експлуатаційних характеристик автопоїздів (стійкості, плавності руху, маневреності, прохідності, аеродинаміки); б) конструктивних параметрів ТЗП (зменшення металомісткості, розширення меж використання – діапазону навантажень, спрощення конструкції).

5. Під час фаз проектування, конструювання нових зразків техніки, зокрема автомобілів та їх складових, створені й розробляються програмні середовища, що дають змогу полегшити працю дослідників, конструкторів та експлуатаційників. Ці середовища моделюють експлуатаційну поведінку транспортних засобів, допомагають визначати їх характеристики міцності та надійності, проводять параметричну оптимізацію конструкцій. Але відсутні середовища, що проводили

структурний синтез майбутніх конструкцій технічних систем.

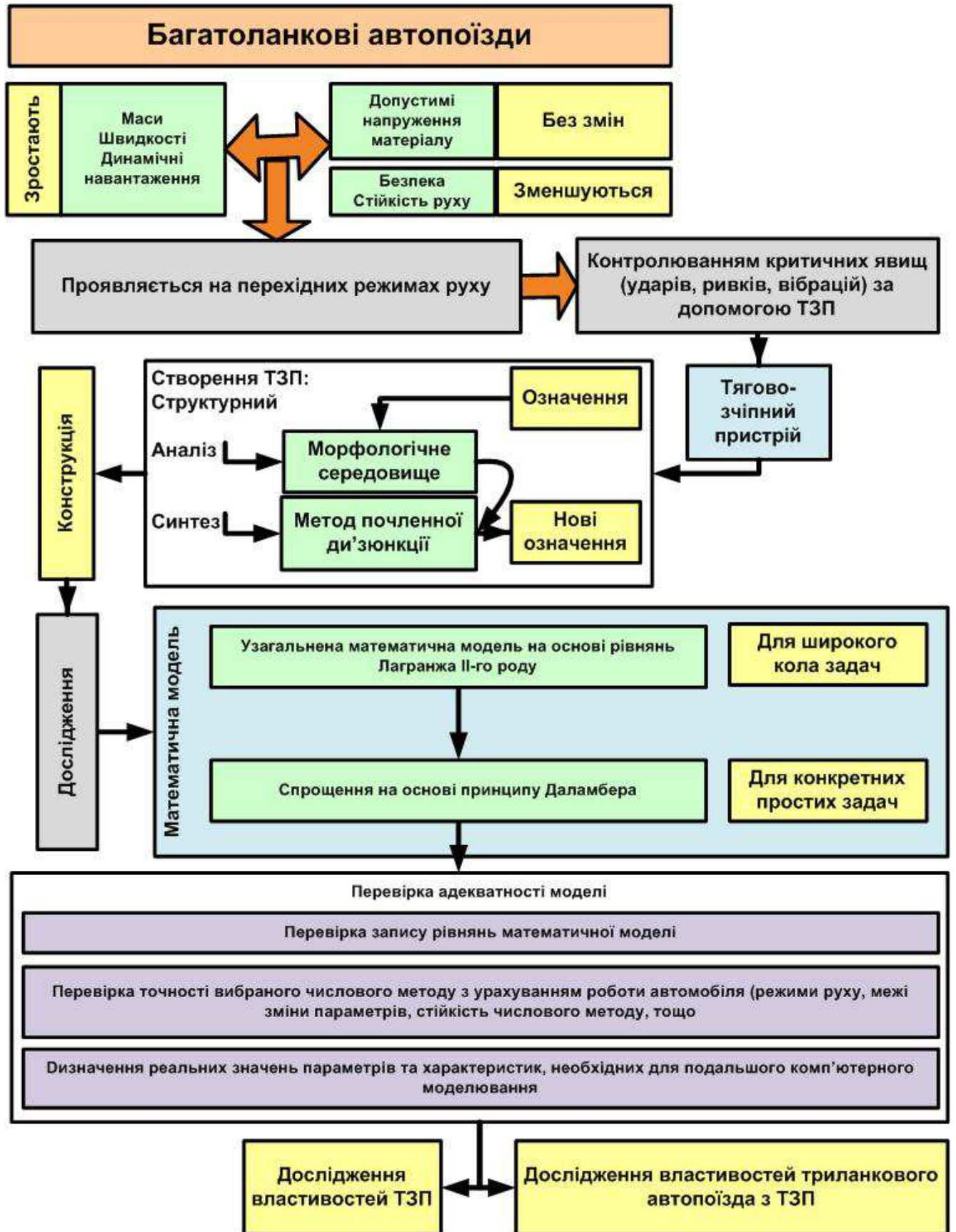


Рис. 1.16. Алгоритм дослідження поздовжньої стійкості руху БЛАП

В цілому дослідження БЛАП несистематизовані, а питання експлуатаційних властивостей в поздовжньому напрямі при русі в перехідних режимах (розгін, гальмування) практично не висвітлено. Огляд робіт, які стосуються цього питання, показав, що, незважаючи на велику зацікавленість автовиробників у використанні такого виду техніки, дотепер відсутній науково обґрунтований підхід до вибору компоновальних параметрів БЛАП і ТЗП їх ланок з урахуванням стійкості, керованості та плавності руху, які б сприяли підвищенню показників експлуатаційних властивостей.

Тому необхідно провести дослідження стосовно покращення безпеки і стійкості БЛАП з поглибленим вдосконаленням їх зчіпних пристроїв. Алгоритм такого дослідження представлено на рис. 1.16.

Висновки до розділу 1

На основі проведеного аналізу досліджень можна зробити висновок, що зменшення динамічних навантажень тягового приводу та підвищення стійкості руху триланкових автопоїздів великої тоннажності можна досягнути шляхом вдосконалення конструкції та ефективності пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпних пристроїв.

Для необхідно:

1. Виконати структурний синтез ТЗП, який би зменшував навантаження на тяговий привод ТЛАП і підвищував стійкість руху АП.
2. Провести теоретичне дослідження основних характеристик ТЗП в складі ТЛАП з послідуною розробкою математичної моделі руху ТЛАП і перевіркою її адекватності процесам роботи.
3. Дослідити вплив компоновальних, вагових і пружно-демпфуючих параметрів та експлуатаційних режимів руху ТЛАП на динаміку навантажень ТЗП.
4. Опрацювати пропозиції щодо вдосконалення конструкції ТЗП з покращеними експлуатаційними показниками та методику його розрахунку.

РОЗДІЛ 2. ОБҐРУНТУВАННЯ СПОСОБУ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТАХ БАТЗ ШЛЯХОМ ЇХ ПРУЖНО-ДЕМПФУВАЛЬНОГО З'ЄДНАННЯ

2.1. Морфологічне середовище для дослідження роботи зчїпних пристроїв транспортних засобів

Життєвий цикл складної технічної системи, такої як автомобіль чи його агрегат, включає етапи [116]: Фаза концептування: 1) формування вимог до автомобіля і формування технічного завдання на його створення; Фаза проектування: 2) проектування автомобіля; Фаза конструювання: 3) конструювання, виготовлення, дослідження та доопрацювання дослідних зразків автомобіля; Фаза реалізація і утилізація: 4) серійне виробництво; 5) експлуатація; б) модернізація автомобіля, 7) утилізація.

У фазі концептування виявляється мета, заради якої створюється автомобіль; уточнюється коло задач; визначаються умови його роботи, формулюються вимоги до технічних характеристик та показників якості автомобіля. При цьому визначаються структура і параметри автомобіля, варіанти побудови та способи практичної реалізації, конструкція, технологія виготовлення автомобіля та його агрегатів.

З проведених в розділі 1 досліджень літературних джерел було встановлено, що системний аналіз і синтез проводяться на феноменологістичному рівні. Вже у наступних фазах проектування, конструювання застосовується параметричний синтез та оптимізація автомобіля та його елементів. Тому важливим є запропонувати середовище системного аналізу та синтезу нових конструкцій, яке б дало можливість підвищити ефективність процесу проектування та якість створюваних конструкцій.

Морфологічне середовище для моделювання технічних систем, таких як автомобілі, висвітлене в [2, 136, 137]. Об'єкти зовнішнього світу (багатовимірні дані) завдяки рецепції відображаються у морфологічному середовищі або просторі (МП) на множину Ω (рис. 2.1). Формується модельна

підсистема відносин (МПВ) або положення (місцезнаходження) об'єктів у МП Ω . МПВ містить саму множину відображень об'єктів (МВО), її сигнатуру Σ та аксіоматику U . Сигнатура Σ – група правил, що визначають процедуру порівняння. Сигнатура містить множини правил для відтворення елементарних ознак і властивостей наборами правил побудови виразів із елементів, що входять в алфавіти. Аксіоматика (словник) U – фундаментальні поняття, що характеризують властивості об'єктів. Аксіоматика містить множини понять, визначень, символів для відтворення елементарних ознак і властивостей сукупністю понять, визначень, символів і позначень, за допомогою яких утворюються алфавіти мов морфологічного простору.

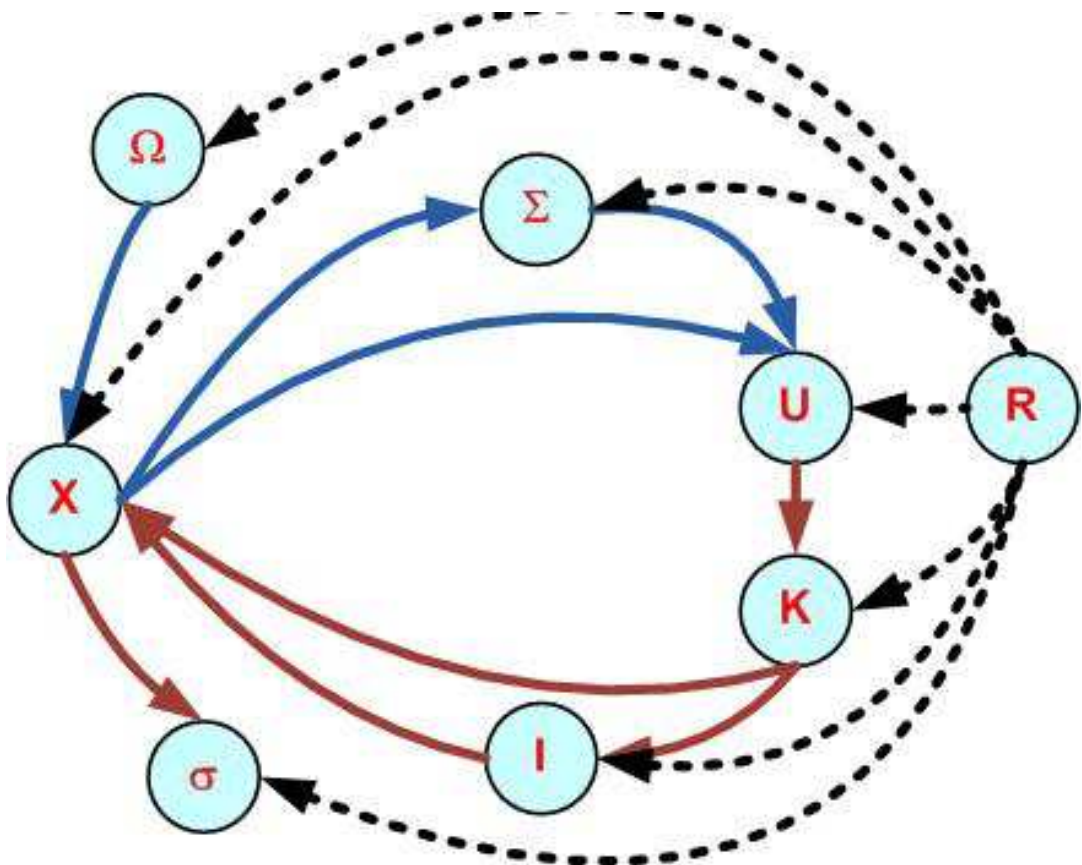


Рисунок 2.1 – Взаємозв'язки складових морфологічного середовища

У прагматико-процедурній підсистемі X (ППП) представлені різні перетворення, операції та дії із компонентами зі всіх основних підсистем теорії, а також процедури і правила виконання цих дій. Одночасно вона охоплює і різні аксіологічні оцінки різних компонент простору, а також явищ і об'єктів з її

наочної області. Ця підсистема може використовувати методи порівняння або синтезу (наприклад, метод почленної диз'юнкції).

Модельно-репрезентативна підсистема K відображає область досліджуваної реальності за допомогою концептуальних моделей. За її допомогою явища та об'єкти подають їх моделями, які співвідносяться із різними рівнями ієрархії усередині цієї підсистеми. Можна виділити рівні: 1) експериментальних моделей (що містить інформацію про об'єкти, отриману без використання МП); 2) повних моделей (для описання яких використовується концептуальний апарат МП); 3) власних моделей МП (для яких виконуються закони МП); 4) обмежень, представлених особливою підмножиною безлічі повних моделей.

Основна функція проблемно-евристичної підсистеми I полягає у відображенні тих сторін МП, які пов'язані із отриманням нового знання. Вона містить способи формування структур смислів для підсистеми X .

Взаємозв'язки між цими підсистемами представлені в підсистемі відповідностей R , яка забезпечує уніфікацію усіх вхідних і вихідних значень між підсистемами.

Підсистема розв'язків σ містить впорядковані кінцеві продукти функціонування морфологічного простору.

Загальний перелік критеріїв наведено в табл. 2.1. Вибір критеріїв здійснюватимемо за алгоритмом, наведеним на рис. 2.2.

Таблиця 2.1 – Критерії оцінювання ефективності функціонування машин

№ з/п	Критерії	Основні
1	Функціональні (призначення), експлуатаційні	Продуктивність, точність (якість), надійність (безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність), спеціальні, прохідність, маневреність, динаміка функціонування, придатність до сервісного обслуговування

№ з/п	Критерії	Основні
2	Технологічні	Трудомісткість виготовлення та експлуатації, можливість розчленування елементів, неперервність технологічного циклу
3	Часові	Час технологічного циклу, час елементів циклу, суміщення елементів циклу, час допоміжних операцій
4	Економічні	Затрати матеріалів, енергії, витрати на конструювання, зменшення габаритних розмірів, ощадність, вартість виготовлення та експлуатації
5	Антропометричні	Ергономічність (вібрації, шум), безпека, екологічність
6	Інформаційні	Забезпечення ефективності керування, прогнозування станів робочих процесів
7	Енергетичні	Робочий процес машини, забезпечення характеристик робочого тіла, оператор і обслуговуючий персонал, виробництво та технічне обслуговування машин
8	Соціальні	Необхідність, мода, краса, реклама

Оскільки ознак може бути багато, то для зменшення витрат праці на основі критеріїв відбору відсіюють несуттєві. Ознаки, що залишилися, проходять перевірку на сумісність (рис. 2.3). Перевірка відбувається на основі базової сукупності частинок знань: несумісність понять – круглий квадрат, суха вода тощо.

Сформована множина ознак матрично формується в базу знань. При цьому доцільно записати об'єкт у процесі, в якому він задіяний, на основі таких критеріїв, як агрегатний стан, його зміна в певних межах, отриманий ефект, величина ефекту, техніко-експлуатаційні та економічні показники від ефекту.

Для ЗП із загальної множини критеріїв вилучаємо соціальні та інформаційні, оскільки вони стосуються найрізноманітніших об'єктів. Технічні об'єкти становлять їх підсистему. З переліку всіх критеріїв (табл. 2.1) частину критеріїв переводимо в основні (табл. 2.2), інші – в допоміжні або додаткові (табл. 2.3). Всі критерії є однозначними.

Виконуємо процедуру ранжирування для основних критеріїв:

продуктивність, надійність, витрати енергії на роботу, витрати матеріалів, вартість виготовлення та експлуатації, придатність до сервісного обслуговування.

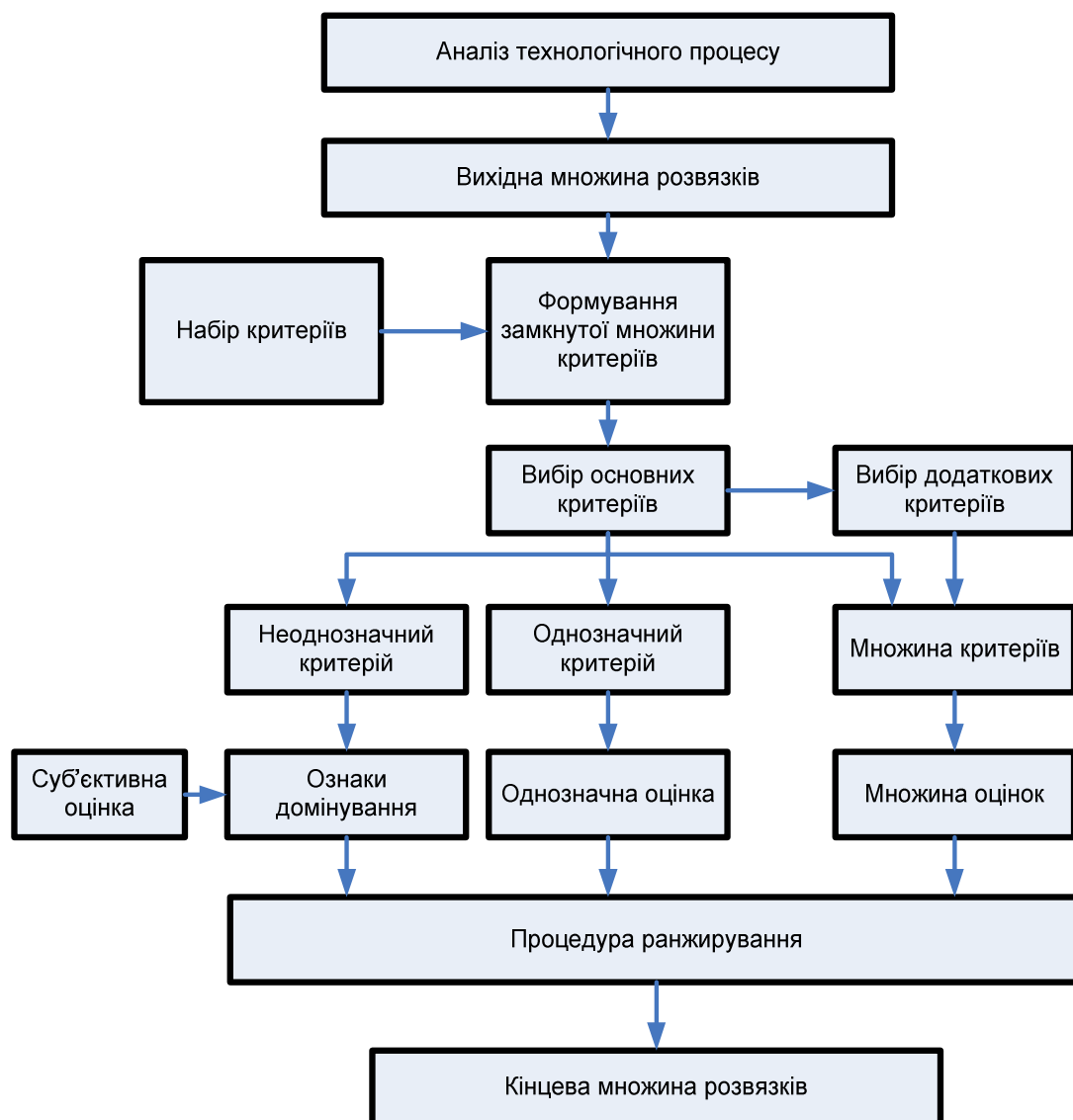


Рисунок 2.2 – Послідовність формування замкненої множини критеріїв

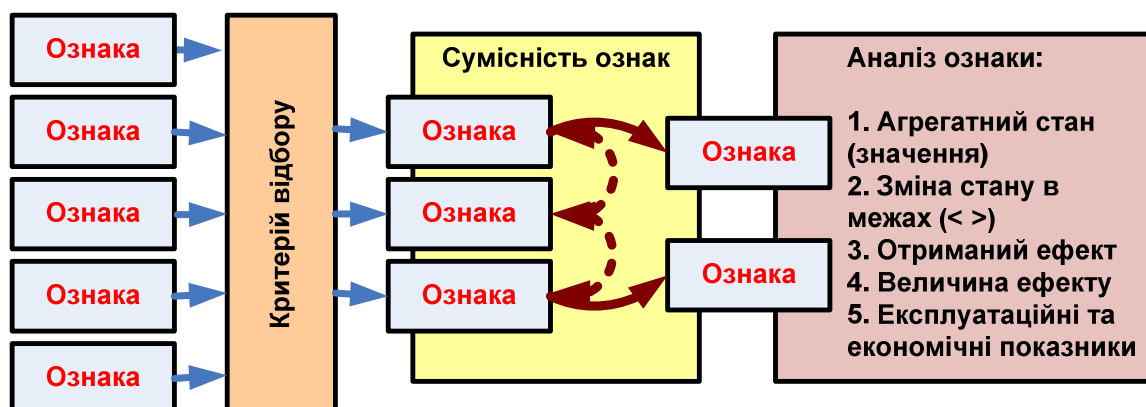


Рисунок 2.3 – Аналіз ознак об'єкта дослідження

Таблиця 2.2 – Основні критерії удосконалення ЗП

№ з/п	Критерії	Основні
1	Функціональні (призначення), експлуатаційні	Місткість, надійність (безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність), спеціальні: прохідність, маневреність, динаміка функціонування, придатність до сервісного обслуговування
2	Економічні	Витрати матеріалів, енергії, на конструювання, зменшення габаритних розмірів, ощадність, вартість виготовлення та експлуатації

Таблиця 2.3 – Додаткові критерії удосконалення ЗП

№ з/п	Критерії	Допоміжні
1	Технологічні	Трудомісткість виготовлення та експлуатації, можливість розчленування елементів, неперервність технологічного циклу
2	Часові	Трудомісткість виготовлення та експлуатації, можливість розчленування елементів, неперервність технологічного циклу
3	Антропометричні	Ергономічність (вібрації, шум), безпека, екологічність

Проводимо процедуру ранжирування для додаткових критеріїв: час технологічного циклу, час елементів циклу, суміщення елементів циклу, час допоміжних операцій, трудомісткість виготовлення та експлуатації, можливість розчленування елементів, неперервність технологічного циклу, ергономічність (вібрації, шум), безпека, екологічність, робочий процес машини, забезпечення характеристик робочого тіла, оператор і обслуговуючий персонал, виробництво та технічне обслуговування машин (табл. 2.3). При цьому враховуємо додаткові критерії стосовно агрегатних станів (табл. 2.4), отриманого ефекту (табл. 2.5), експлуатаційних ознак (табл. 2.6), зміни стану ознаки (табл. 2.7).

Процедура ранжирування дає змогу визначити важливість критеріїв, їхню

вагову частку. Відсіюємо другорядні, менш важливі критерії.

Таблиця 2.4 – Додаткові критерії з урахуванням процедури ранжирування

№ з/п	Характеристика	Значення 1 (ознака)
1	Проблема	Вантаж
2	Процес	Переміщення
3	Зміна стану	Багато
4	Отриманий результат	Економічний ефект
5	Спосіб реалізації	Технологія (як?), конструкція (чим?)

Таблиця 2.5 – Урахування принципу докладених зусиль й отриманого ефекту

	Автомобіль	Корабель	Літак
Затрати	min	middle	max
Ефект	min	middle	max

Таблиця 2.6 – Додаткові критерії з урахуванням транспортного засобу

№ з/п	Сигнатура Σ	Аксиоматика U
1	Корабель	Транспортувати водою
2	Літак	Транспортувати повітрям
3	Автомобіль	Транспортувати землею
4		Транспортувати змішано

Таблиця 2.7 – Оцінка сигнатури “Багато”

	Сигнатура Σ	Аксиоматика U	Оцінка
Багато	Транспортний засіб	Об’єкт	Нейтрально
	Технологічний процес	Швидкість	Негативно

Початкова інформаційна база для подальшого вдосконалення: конструкція ТЗ, патенти, технологічні процеси, наукові дослідження, способи досліджень.

Наступним етапом удосконалення ТЗП є перевірка на сумісність ознак.

Порівнюємо характеристики, наведені в табл. 2.4. Всі вони сумісні.

Далі вдосконалення ТЗП автопоїзда здійснюватимемо з урахуванням його ознак, вибраних із загального переліку ознак (табл. 2.8).

Таблиця 2.8 – Характеристики ознак об'єкта

№ з/п	Характеристика	Значення 1 (ознака)	Значення 2 (ознака)	
1	Розмір	Великий Малий Посередній		
2	Матеріал (хімічний склад)	Сталь Чавун Сплав Пластмаса Дерево Камінь	Твердий М'який Гладкий Абразивний Липкий В'язкий	Пористий Суцільний Однорідний Неоднорідний
3	Положення (розміщення) відносно іншого об'єкта	Нахилене Вертикальне Горизонтальне	Внутрішнє Зовнішнє Проміжнє	
4	Структура	Суцільна Складова Змінна	Кристалічна Аморфна	
5	Процес	Передає Перетворює	Сортує/Переставляє Розділяє (дробить) Об'єднує Додає (збільшує)	
6	Явища, задіяні в процесі	Накладання явищ Розділення явищ Збіг (резонанс)	Силовий (механічний) Гідравлічний Тепловий Ультразвуковий Світловий Електромагнітний Гравітаційний	

7	Об'єкт, з яким взаємодіє	Наявний Відсутній Періодично взаємодіє	
8	Стан у часі	Постійні Змінні: спадають, зростають, пульсують	Повільна зміна агрегатного стану Різка зміна агрегатного стану (удар)

Отже, база знань для моделювання конструкції зчіпного пристрою містить вісім характеристик із відповідними ознаками.

2.2. Метод почленної диз'юнкції

Суть методу почленної диз'юнкції полягає в тому, що вибірку елементів, які мають спільні ознаки і властивості, переформовують на основі заданого критерія [12,18]. Метод почленної диз'юнкції використовується для формування характеристик і властивостей автомобілів чи їх агрегатів. Це здійснюється на основі початкової інформації (вибірки) про автомобілі і їх застосування.

З вибірки предметів, які можуть мати спільні ознаки і властивості, а в цілому об'єднуватися між собою за сукупністю ознак можна вибрати ті предмети, що мають спільну властивість або критерій [7,18].

Метод почленної диз'юнкції дозволяє якісні ознаки технічної системи перепоеднувати між собою на основі вибраного критерію. Новий критерій перепоеднує ознаки системи і показує вагомість тої чи іншої ознаки при вибраному критерії.

За правилами морфологічного середовища [18] запишемо граф моделювання конструкції тягово-зчіпного пристрою розчленованого транспортного засобу, наприклад, автопоїзда. Застосуємо метод почленної диз'юнкції, який дає змогу перепоеднувати якісні ознаки технічної системи між собою згідно із вибраним критерієм. Новий критерій перепоеднує ознаки системи і показує вагомість тієї чи іншої ознаки за вибраним критерієм.

Під час упорядкування інформації, пов'язаної з удосконаленням конструкції машин, запропоновано питання, що стосуються проблеми функціонування машин, розділяти на взаємопов'язані множини: сукупність ознак, ознаки і характеристики ознак. Таке впорядкування дає можливість розділити загальний обсяг знань на окремі логічні області, а подання утворених предикатів у графічному вигляді сприяє візуалізації дослідженої проблеми і швидшому сприйняттю наповненості інформаційним матеріалом тих чи інших підрозділів тематики. Запропонований метод особливо ефективний для великих масивів знань. Для демонстрації суті такого впорядкування наведемо приклад із використанням тільки невеликої кількості елементів.

Множина “Сукупність ознак” $R = \{r_i\}$ містить три предмети – значення сукупності ознак, тобто $i = 1, \dots, 3$, де r^1 = тягово-зчіпні пристрої (ТЗП); r^2 = опорно-зчіпні пристрої (ОЗП); r^3 = комбіновано-зчіпні пристрої (КЗП).

Множина “Ознаки” $U = \{u_i\}$ містить три предмети – значення ознак, тобто $i = 1, \dots, 3$, де u^1 = жорсткі; u^2 = пружно-демпфуючі; u^3 = із напрямними.

Множина “Характеристики ознак” $L = \{l_i\}$ містить п'ять предметів – значень характеристики ознак, тобто $i = 1, \dots, 5$, де l^1 = „гак–петля”; l^2 = кульові; l^3 = вилка–петля; l^4 = фіксація шворня; l^5 = стопор бокових роликів.

Введемо достатньо чітко окреслену множину $Q = \{q_i\}$ областей інтелектуальних знань $q_i, i = 1, \dots, 8$, тобто:

$$Q = \{q_i\}, i = 1, \dots, 8. \quad (2.1)$$

Можна побудувати парадигматичну таблицю, що відображає зв'язок між областю локалізації інтелектуальних знань q_i і предметними змінними l, u, r (табл. 2.9).

Опишемо, що означає, наприклад, область локалізації інтелектуальних знань $q^1 = r^1 u^1 l^1$ = тягово-зчіпні пристрої \forall жорсткого типу зв'язку між ланками автопоїзда \forall з'єднання „гак–петля”. $q^4 = r^2 u^2 l^4$ = опорно-зчіпні пристрої \forall пружно-демпфуючого зв'язку між ланками автопоїзда \forall із фіксацією шворня.

Виконаємо операцію почленної диз'юнкції якомога більшої кількості

споріднених рівностей [3]. Введення почленної диз'юнкції із використанням спорідненої рівності зумовлене необхідністю отримання локальних областей інтелектуальних знань. Такі області можуть містити більш ніж одну обчислювану обмежену кількість ознак і предметних областей досліджень.

Таблиця 2.9 – Зв'язок між областю локалізації інтелектуальних знань q^i та предметними змінними l, u, r

Сукупність ознак	Ознаки	Характеристики ознак	
r1 ТЗП	u1	l1 „гак–петля”	$r1u1l1 = q1$
r1 ТЗП	u1 жорсткі	l2 кульові	$r1u1l2 = q2$
r1 ТЗП	u1 жорсткі	l3 вилка–петля	$r1u1l3 = q3$
r2 ОЗП	u2 пружно-демпфуючі	l4 фіксація шворня	$r2u2l4 = q4$
r2 ОЗП	u2 пружно-демпфуючі	l5 стопор бокових роликів	$r2u2l5 = q5$
r1 ТЗП	u2 пружно-демпфуючі	l1 „гак–петля”	$r1u2l1 = q6$
r1 ТЗП	u2 пружно-демпфуючі	l2 кульові	$r1u2l2 = q7$
r3 КЗП	u3 із напрямними	l1 „гак–петля”	$r3u3l1 = q8$

$$r1u1(l1 \vee l2 \vee l3) = q1 \vee q2 \vee q3; \quad r2u2(l4 \vee l5) = q4 \vee q5; \\ r1u2(l1 \vee l2) = q6 \vee q7; \quad r3u3l1 = q8. \quad (2.2)$$

Формуємо функцію переходу від предметної області інтелектуальних знань q до локальної області досліджень експерта m , у професійну діяльність якого входить ця область дослідження q .

$$q1 \vee q2 \vee q3 \vee q8 = m1; \quad q4 \vee q5 \vee q6 \vee q7 = m2. \quad (2.3)$$

Тобто експерт залежно від поставленої проблеми може звузити загальну предметну область знань до локальної відповідно до поставленого завдання або на основі прийнятих критеріїв. Це можна сприймати як формальні обмеження для локальної задачі.

Враховуючи залежності предметних областей інтелектуальних знань q від

предметних змінних r, l, u (2.2) та зв'язок між предметними областями інтелектуальних знань q і локальними сферами досліджень експерта m (2.3), залежності локальних областей m від предметних змінних r, l, u подамо у вигляді:

$$m1 = r1u1(l1 \vee l2 \vee l3) \vee r3u2l1 ; m2 = r2u2(l4 \vee l5) \vee r1u2(l1 \vee l2) . \quad (2.4)$$

Предикат $P(r, l, u, m)$, що описує зв'язок між локальними областями досліджень експерта m та предметними змінними r, l, u , має такий вигляд:

$$P(r, l, u, m) = m1r1u1(l1 \vee l2 \vee l3) \vee m1r3u2l1 \vee m2r2u2(l4 \vee l5) \vee m2r1u2(l1 \vee l2) \quad (2.5)$$

Предикат P можна наочно зобразити у графічному вигляді (рис. 2.4). З графічного зображення видно, що в локальних областях досліджень, де домінують дослідження для характеристик ознак $l1, l2$ (такі способи з'єднання зчїпних пристроїв, як „гак–петля” і кульові), спостерігається накопичення однотипних знань. Тобто дослідження в цій області проводяться інтенсивно і є актуальними.

Отже, база знань для моделювання конструкції зчїпного пристрою повинна стосуватися тягово-зчїпних пристроїв із переважанням інформації стосовно пристроїв таких типів, як кульові $l1$ і „гак–петля” $l2$. Пристрої малого розміру, виготовлені зі сталі, задіяні в процесах передавання (у цьому випадку зусиль).

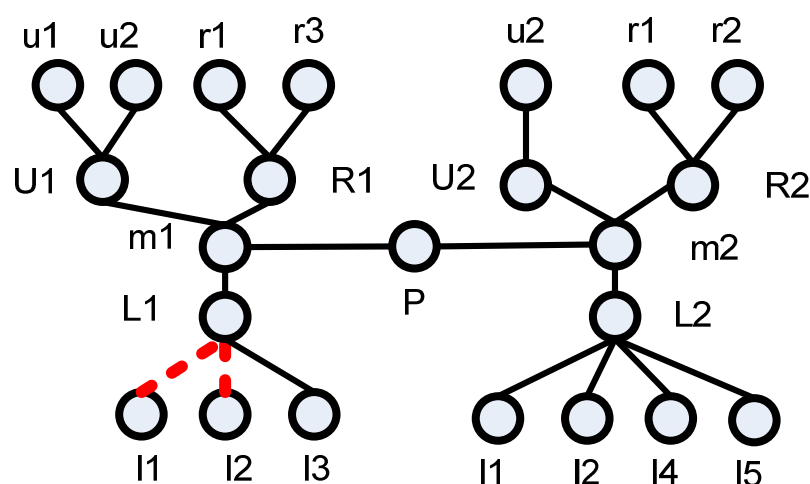


Рисунок 2.4 – Предикат P відношень значень змінної m локальних областей досліджень, пов'язаних із удосконаленням зчїпних пристроїв ТЗ, таких як “гак–петля” $l1$ і кульові $l2$

2.3. Розроблення технічного рішення для тягово зчіпного пристрою

На основі підбирання знань за вказаними ознаками (підрозд. 2.2) проаналізовано характерні конструкції, наведені в розділі 1, та їх здатність забезпечити функціонування ТЗП з певними експлуатаційними властивостями [8]. Результатом є конструкція [11] зчіпного пристрою плаваючого типу (рис. 2.5), який розміщений між тяговим органом і дишлем причепа, виконаного у вигляді повзуна, що рухається по напрямній, прикріпленій до тягового органу. Згідно з винаходом, між дишлем причепа і тяговим органом встановлено пневмобалон і амортизатор двосторонньої дії, а пневмобалон через клапан з'єднано із ресивером. Клапан керується блоком керування на основі сигналів від датчиків вантажності та пришвидшення.

Зіставлення конструкції із прототипом (див. рис. 1.5) дає змогу зробити висновок, що заявлене технічне рішення характеризується новизною, оскільки містить пневмобалон, жорсткість якого може змінюватись у різних режимах руху автопоїзда на основі інформації про експлуатаційні характеристики автопоїзда.

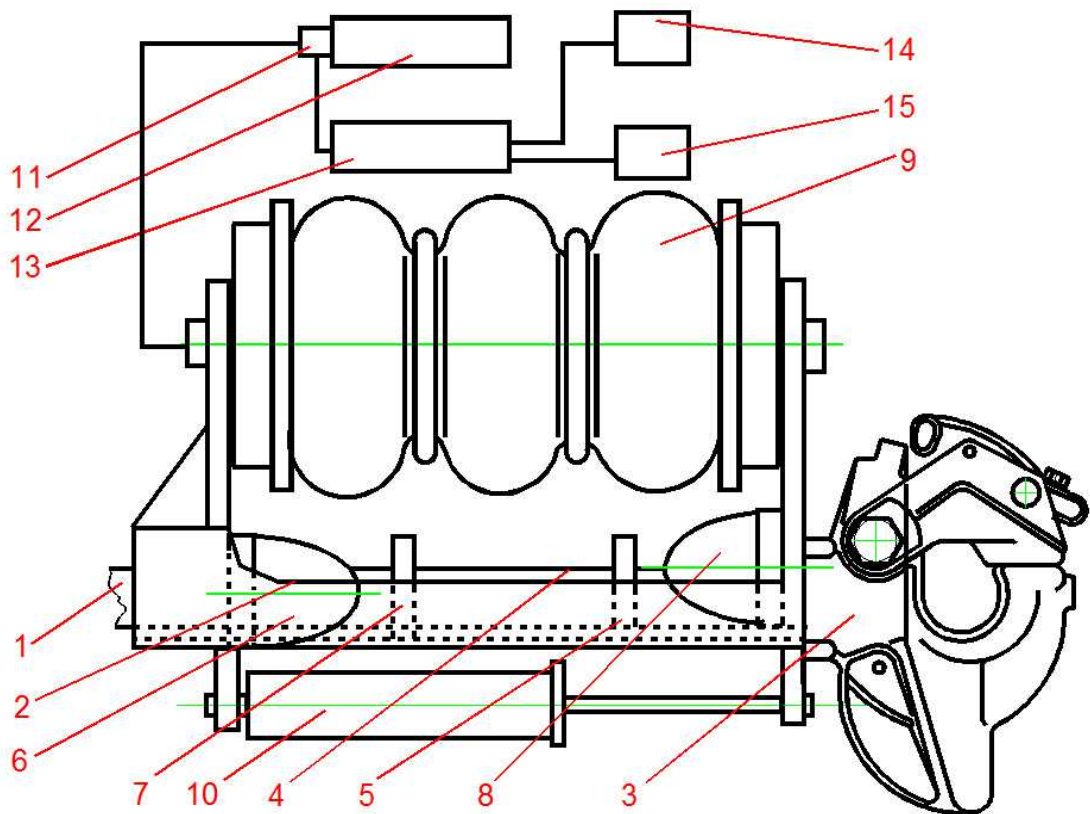


Рисунок 2.5 – Тягово-зчіпний пристрій

Тягово-зчіпний пристрій містить дишель причепа 1, який закінчується повзуном 2, напрямну 3, з'єднану із тяговим органом 4. На повзуні 2 встановлено обмежувальний буфер 6 і опорну пластину 7, на напрямній 3 – обмежувальний буфер 8 й опорну пластину 7, а на напрямній 3 – обмежувальний буфер 8 й опорну пластину 5. Дишлем 1 причепа тяговий орган 4 також пневмобалоном 9 з'єднано із амортизатором двосторонньої дії 10. Пневмобалон 9 через клапан керування 11 з'єднано із ресивером 12. Клапан керування 11 під'єднано до блока керування 13. До блока керування 13 також під'єднано датчик вантажності 14 і пришвидшення 15.

Пристрій працює так. Коли автопоїзд рушає, завдяки інертності причепа двигун витрачає потужність тільки на зрушування маси тягача. Причеп в цей час залишається нерухомим, оскільки повзун 2 дишля 1 ковзає по напрямній 3 доти, доки опорна пластина 5 не впреться у буфер 6 напрямної 3. При цьому також розтягуються пневмобалон 9 і амортизатор. Після деформації буфера 6 через опорну пластину 5 тягове зусилля від двигуна передається на дишель 1 причепа і причеп рушає з місця. Швидкість рушання причепа визначається жорсткістю пневмобалона 9. Можливі ривки причепа згладжує амортизатор 10. Жорсткість пневмобалона 9 визначається кількістю повітря, що подається із ресивера 10 за допомогою клапана керування 11 на основі сигналу з блока керування 12. Блок керування 12 отримує інформацію із датчиків вантажності 13 та пришвидшення 14, розміщених на причепі й на тягачі. Пристрій відповідно працює і під час гальмування, тільки тоді опорна пластина 7 впирається у буфер 8.

Висновки до розділу 2

У фазі концептування при визначенні структура і параметри автомобіля чи ТЗП системний аналіз і синтез проводяться на феноменологістичному рівні.

Вже у наступних фазах проектування, конструювання застосовується параметричний синтез та оптимізація автомобіля та його елементів.

Запропоновано морфологічне середовище системного аналізу та синтезу нових конструкцій, яке б дало можливість підвищити ефективність процесу проектування та якість створюваних конструкцій.

Морфологічне середовище дає змогу формувати базу знань заданої структури і на основі визначених критеріїв відсіювати менш вагому інформацію. Це дає можливість опрацювати і впорядкувати великі обсяги інформації, зокрема щодо конструкцій ТЗП та характеристик ланок БЛАП, і запропонувати ефективні конструктивні рішення.

Для подальшої побудови математичних моделей руху багатоланкових автопоїздів зі зчіпними пристроями різних конструкцій запропоновано використовувати в морфологічному середовищі метод почленної диз'юнкції. Для випадку концептування автопоїзда чи його ТЗП запропоновано використовувати додаткові критерії з урахуванням процедури ранжирування і типу транспортного засобу. Також передбачено урахування принципу докладених зусиль й отриманого ефекту. Проведена оцінка сигнатури "Багато".

На основі структурного аналізу і синтезу ознак ТЗП запропонована конструкція для подальших досліджень.

РОЗДІЛ 3. ФОРМУВАННЯ МЕТОДИКИ ТЕОРЕТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ КОЛІСНИХ БАГАТОЛАНКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

3.1. Дослідження роботи зчїпних пристроїв багатоланкових транспортних засобів за допомогою графів

При дослідженні експлуатаційних властивостей автопоїздів, їх ТЗП слід враховувати особливості конструкції, кінематичні, геометричні і силові параметри, умови та режими руху.

Для загальних випадків доцільно використовувати рівняння Лагранжа другого роду оскільки вони мають єдину методику вирішення якнайширшого кола задач для різних технічних систем.

Але точна модель реальної роботи автопоїзда призводить до занадто складних рівнянь, що містять велику кількість невизначених параметрів і модель втрачає практичну цінність.

Тому в випадках вузьких завдань досліджень доцільно використовувати спрощені варіанти повної математичної моделі. Спрощені або наближені моделі не враховують в повному об'ємі фізичні процеси, що протікають при функціонуванні БЛАП, але є простішими в використанні.

Тому в таких випадках доцільно скористатися записом робочих процесів руху автопоїзда за допомогою принципу Даламбера. Такий підхід зменшує трудозатрати при формуванні математичної моделі і її відлагодженні.

Використання графів структури ТЛАП дозволяє класифікувати і систематизувати їх конструкції і також зменшити трудозатрати.

Побудуємо кінематичну схему ТЛАП (рис. 3.1) із використанням графів його структури [6].

Під графом структури конструктивної схеми машини розуміємо такий граф, який показує зв'язки елементів машини з урахуванням її будови і зовнішніх впливів. Елемент схеми – жорстке інерційне тіло різноманітного конструктивного

змісту – відображають кружком; жорсткий кінематичний зв’язок між двома елементами – прямою лінією, пружний зв’язок – хвилястою.

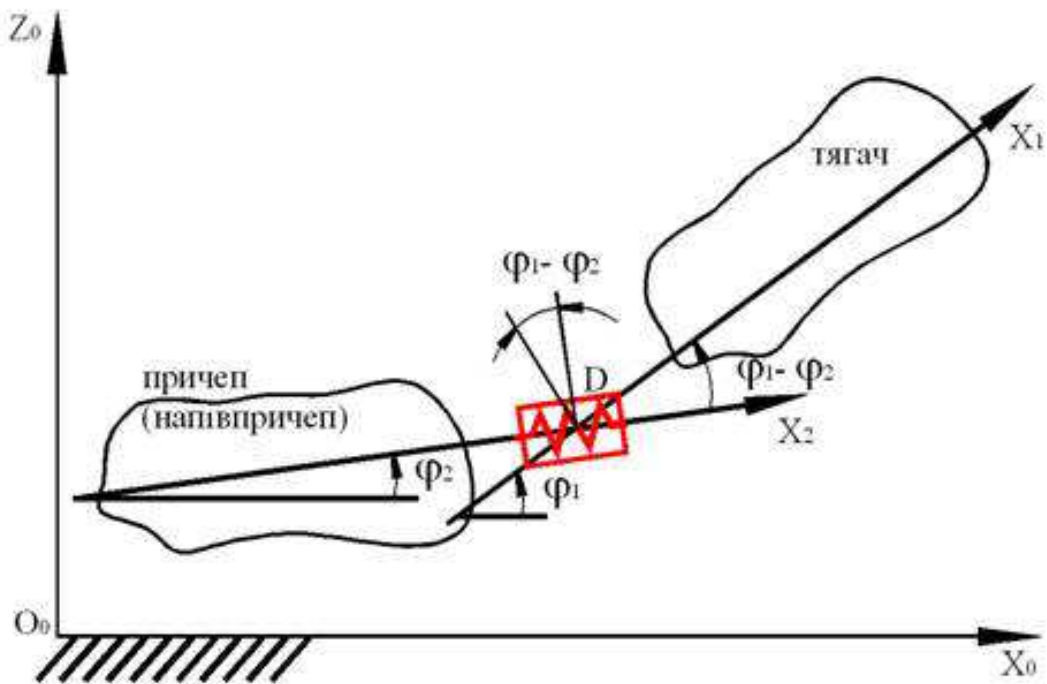


Рисунок 3.1 – Приклад ДЛАП “Авtotягач – причеп (напівпричеп)” із ТЗП, що рухається у нерухомій вертикальній площині: $X_0O_0Z_0$ – нерухома вертикальна поздовжня площина руху РТЗ; D – тягово-зчипний пристрій

Конструкції різних транспортних засобів відповідають тим функціям, для яких вони створені. В якомусь одному класі ТЗ можна виконати класифікацію, яка, зазвичай, зорієнтована на функціональне призначення машин, і провести дослідження конструкцій та експлуатаційних властивостей. Отримані результати стосуються тільки невеликої частини машин цього класу.

Конструкцію ТЗ зручно зображати за допомогою графу конструктивної схеми, на основі якого, залежно від поставлених завдань досліджень, можна сформуванати граф структури рівневих зв’язків узагальнених координат математичної моделі. Під графом структури рівнів узагальнених координат математичної моделі розуміємо такий граф, який показує перелік узагальнених координат у математичній моделі та структуру їх рівнів. Для відображення структури рівнів узагальнених координат їх розміщують за рівнями і позначають ці рівні послідовно знизу вгору, починаючи з нульового; на одному рівні

розташовані узагальнені координати однакового фізичного змісту.

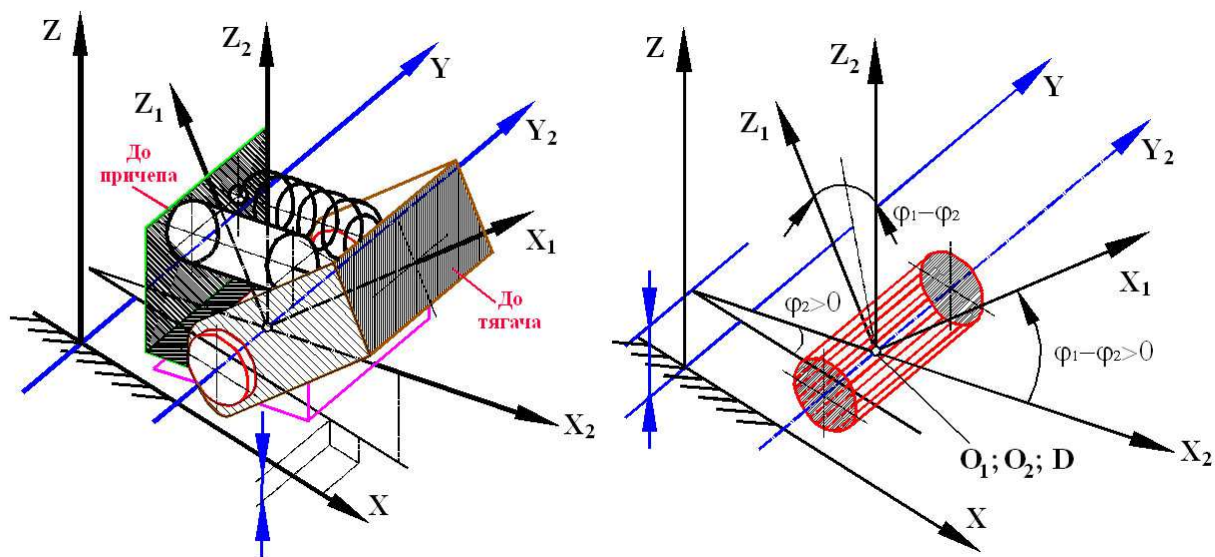


Рисунок 3.2 – Конструктивна схема загального випадку ТЗП під час руху ТЛАП у вертикальній поздовжній площині

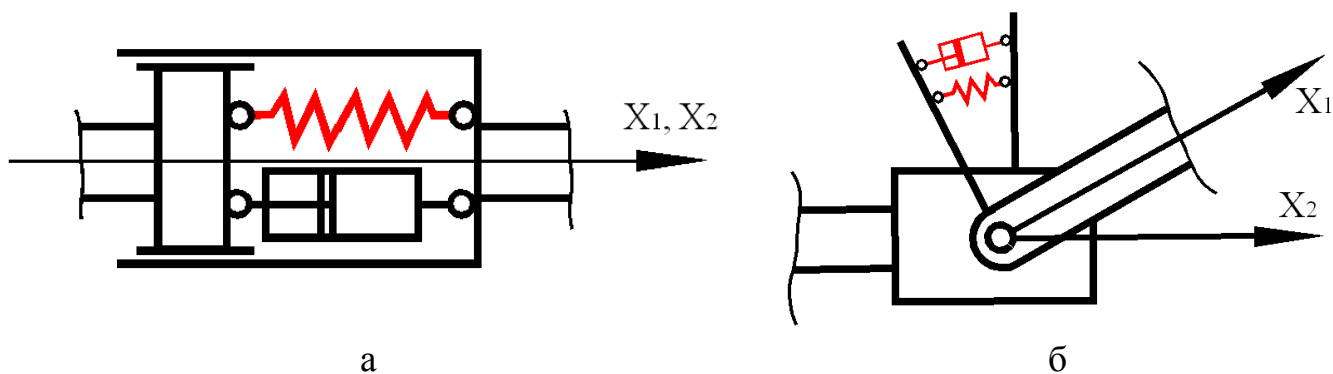


Рисунок 3.3 – Конструктивні схеми часткових випадків ТЗП під час руху ТЛАП у вертикальній поздовжній площині: а – поступальна пара; б – обертальна пара

Графи структури рівнів узагальнених координат дають змогу побудувати математичні моделі роботи ТЛАП із заданим видом ТЗП з урахуванням зовнішніх механічних характеристик їх силових агрегатів, трансмісії, якості покриття та профілів доріг, якими вони рухаються. При цьому можна під різні конструкції зчепних пристроїв використовувати подібні математичні моделі.

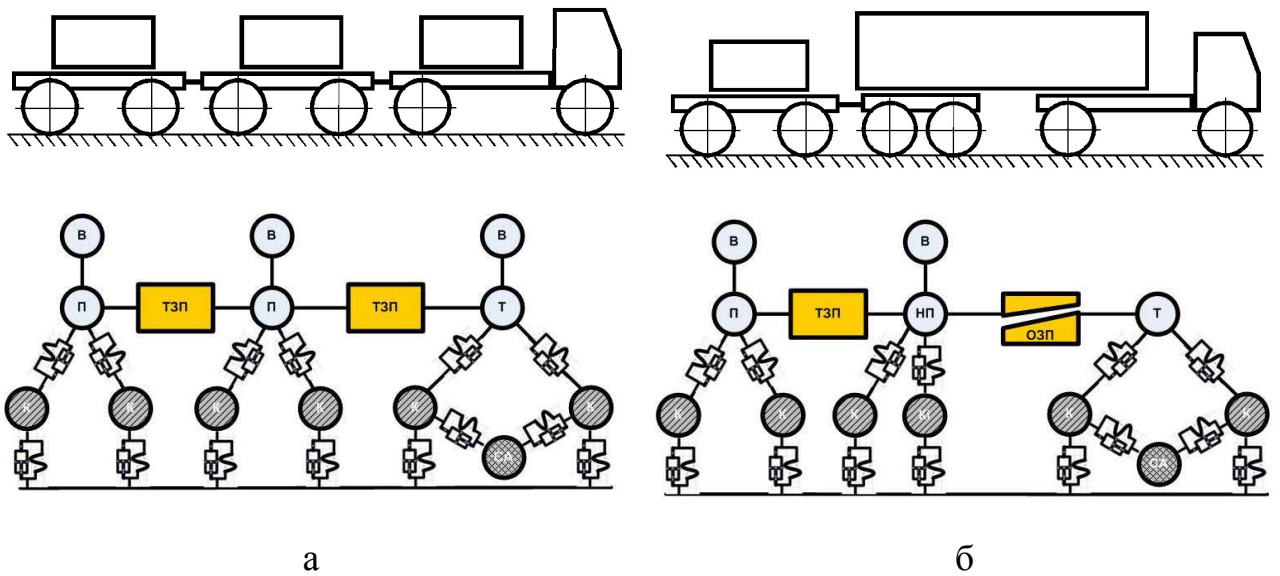



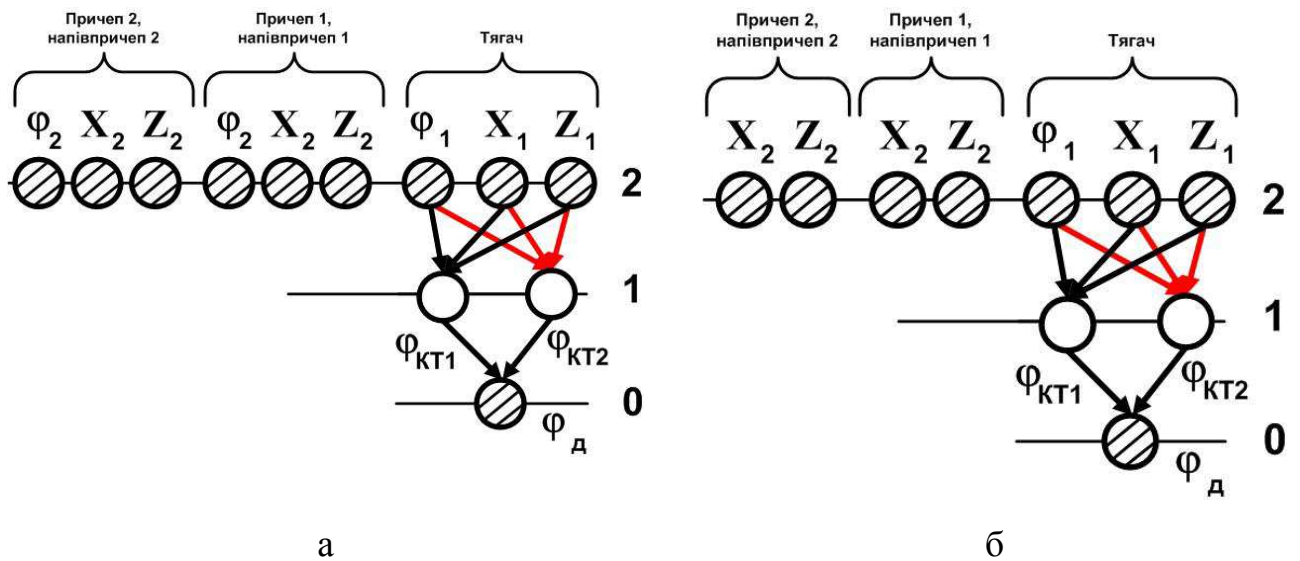


Рисунок 3.4 – Граф структури конструктивних схем ТЛАП із причепом (а) і напівпричепом (б): Т – тягач; П – причіп; НП – напівпричіп; СА – силовий агрегат із трансмісією; **—** – пасивний жорсткий кінематичний зв’язок між елементами РТЗ;  – пасивний пружно-дисипативний кінематичний зв’язок між елементами ТЛАП;  – елемент, на який діє зовнішнє кінематичне збурення (від профілю дороги);  – елемент, на який діє зовнішнє силове збурення (крутний момент, що діє на колінчастий вал двигуна)



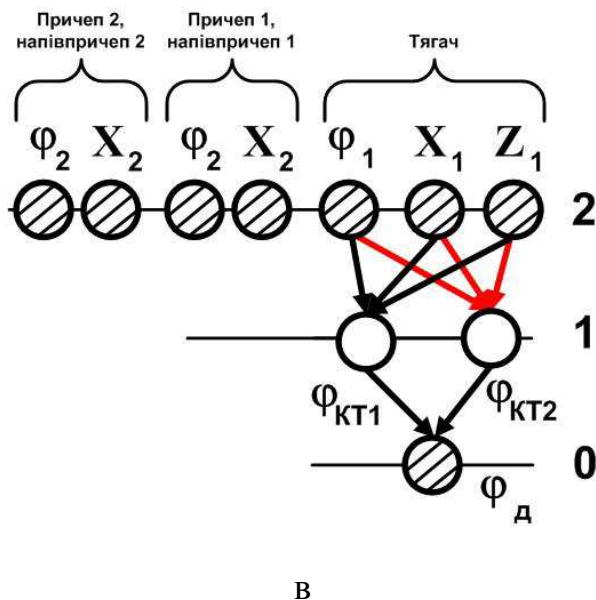


Рисунок 3.5 – Граф структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи ТЛАП із ТЗП, що містять конструктивні схеми загального та часткових випадків: а – відповідно до конструктивної схеми ТЗП на рис. 3.2; б – відповідно до конструктивної схеми ТЗП на рис.3.3,а; в – відповідно до конструктивної схеми ТЗП на рис. 3.3,б

φ_o – кут повороту вихідного вала силового агрегату, приведенного до півосі ведучого колеса тягача; $\varphi_{КТ1}$, $\varphi_{КТ2}$ – кути повороту півосей ведучих коліс тягача; X_i , φ_i , Z_i $i=1,2$ – координати початків O_i систем координат $X_iO_iZ_i$, що жорстко пов’язані із корпусом тягача ($i=1$) і рамою напівпричепа ($i=2$); 0, 1, 2 – номери рівнів узагальнених координат математичної моделі ТЛАП.

На основі загального рівняння динаміки механічної системи інерційних жорстких тіл, записаного в узагальнених координатах [9] для ТЛАП з графами структури конструктивних схем (рис. 3.4), в яких використано ТЗП загального випадку (рис. 3.2) і яким відповідає граф структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи цих ТЛАП (рис. 3.5, а), можна побудувати математичну модель, яка у матричному записі має вигляд:

$$\begin{pmatrix} a_{11} & \dots & a_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{k1} & \dots & a_{kn} \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} \ddot{X}_1 \dots \ddot{X}_p \\ \ddot{Z}_1 \dots \ddot{Z}_r \\ \ddot{\varphi}_1 \dots \ddot{\varphi}_w \\ \ddot{\varphi}_{КТ1} \dots \ddot{\varphi}_{КТf} \\ \ddot{\varphi}_o \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Q_1 \dots Q_d \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

де $n, k, p, r, w, f, d = 1 \dots N$.

Тобто математична модель роботи ТЛАП, побудована із використанням графів із рис. 3.5, а, повинна містити дев’ять звичайних диференціальних рівнянь другого порядку. За допомогою цієї математичної моделі можна досліджувати

вплив на ефективність роботи ТЛАП:

- 1 – зовнішньої швидкісної характеристики двигуна, параметрів трансмісії;
- 2 – характеристик складових трансмісії, якості покриття та профілю дороги;
- 3 – вагових та геометричних характеристик вантажу;
- 4 – пружно-демпфуючих характеристик підвіски тягача та причепа (напівпричепа);
- 5 – характеристик ТЗП;
- 6 – чинників, що впливають на паливну ощадність.

Як видно з перелічених можливостей математичної моделі, побудованої на графах структури рівнів узагальнених координат (рис. 3.5), вона достатньо потужна і дає багато можливостей моделювання реальних процесів експлуатації ТЛАП. Недоліком такої математичної моделі є її багатопараметричність та громіздкість.

У випадку, коли необхідно дослідити окремі аспекти роботи ТЛАП або роботу їх окремих складових, доцільно будувати математичні моделі на основі часткових випадків графів структури конструктивних схем ТЛАП (рис. 3.4) та графів структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи ТЛАП (рис. 3.5). Якщо не досліджується вплив трансмісії та двигуна тягача на його роботу, доцільно будувати математичні моделі роботи ТЛАП з різними ТЗП на основі часткових випадків графів структури рівнів узагальнених координат, які наведено на рис. 3.5. Ці математичні моделі неспроможні моделювати рушання ТЛАП та перемикання передач коробки передач під час їх руху, але максимально пристосовані для виконання поставлених завдань конкретного дослідження, тобто ними простіше користуватись під час дослідження роботи ТЛАП, який рухається на певній, незмінній передачі коробки передач.

Дослідження роботи ТЛАП із різними ТЗП під час руху тягача із наперед заданою швидкістю доцільно проводити за допомогою математичних моделей, що побудовані на основі часткових випадків графів структури рівнів узагальнених координат, наведених на рис. 3.5. Вони неспроможні моделювати вплив роботи двигуна та трансмісії тягача на рух ТЛАП, але максимально пристосовані для

виконання поставлених завдань конкретного дослідження.

Математична модель роботи ТЛАП під час руху тягача із наперед заданою швидкістю із ТЗП конструктивної схеми (рис. 3.3,б) на основі графу структури рівнів узагальнених координат (рис. 3.5,в) матиме такий вигляд:

$$\begin{pmatrix} a_{22} & a_{23} & a_{25} & a_{26} \\ a_{32} & a_{33} & a_{35} & a_{36} \\ a_{52} & a_{53} & a_{55} & a_{56} \\ a_{62} & a_{63} & a_{63} & a_{66} \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} \ddot{Z}_1 \\ \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{Z}_2 \\ \ddot{\phi}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Q_2 \\ Q_3 \\ Q_5 \\ Q_6 \end{pmatrix} \quad (3.2)$$

Дослідження автономної роботи тягача ТЛАП (рис. 3.6) доцільно здійснювати за допомогою математичної моделі (3.2), що побудована на основі часткового випадку графу структури рівнів узагальнених координат, які подано на рис. 3.5. Така модель простіша порівняно із моделлю руху ТЛАП.

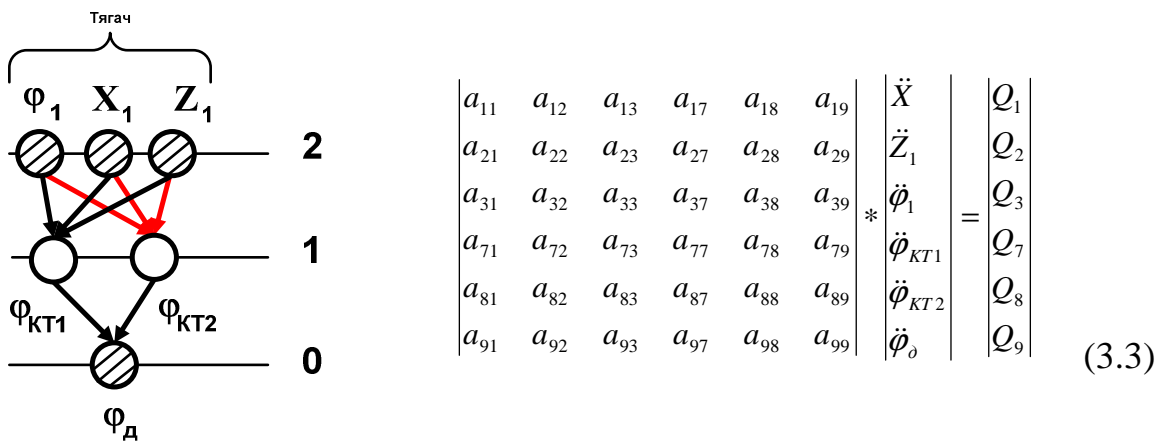


Рисунок 3.6 – Граф структури рівнів узагальнених координат та математична модель автономної роботи тягача ТЛАП

Ілюстрацією використання графів для побудови математичної моделі роботи ТЛАП, яка максимально пристосована до виконання поставлених завдань конкретного дослідження, може бути приклад дослідження роботи легкового автомобіля із напівпричепом [70], який має ТЗП, наведений на рис. 3.2.

3.2. Узагальнена математична модель руху багатоланкових автопоїздів

Математичну модель функціонування ТЛАП із причепом сформуємо на основі розрахункової схеми (рис. 3.7). У розрахунковій схемі КБТЗ виділено

основні елементи КБТЗ із ТЗП та пружно-демпфувальні зв'язки між ними, ведучі та керовані колеса.

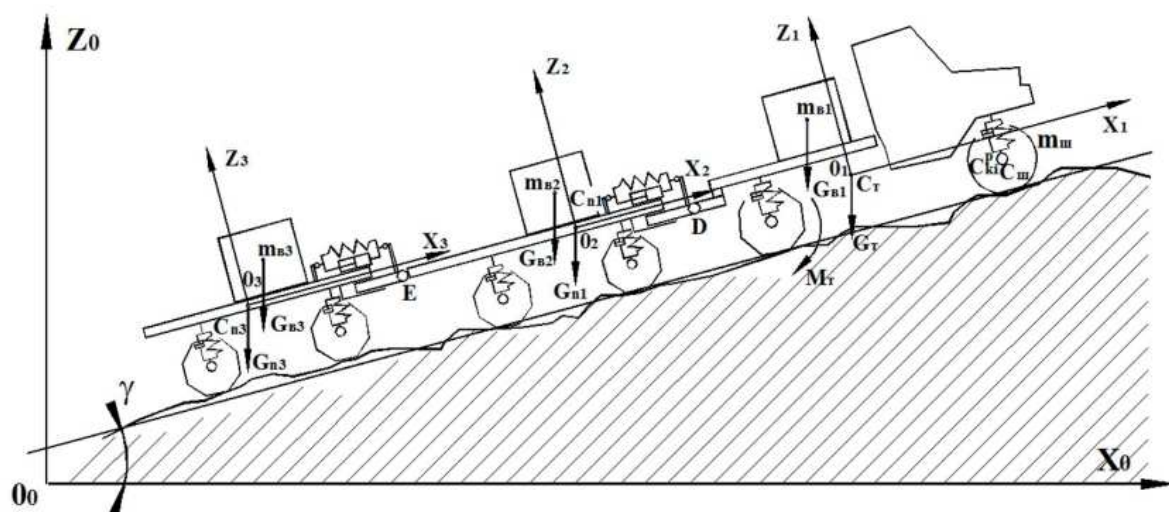


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема ТЛАП із причепом або напівпричепом

Надалі використані загальноприйняті для досліджень функціонування ТЛАП припущення [70, 72, 96, 137–139]:

1. Обмежуючи дослідження неусталеного руху ТЛАП плоским, розрахункову схему вважаємо плоскою.
2. Тягач та причепи ТЛАП – жорсткі інерційні тіла.
3. Інерційність елементів приводу ходової частини тягача приведена до ведучих коліс і розподілена пропорційно до розподілу між ними крутного моменту від силового агрегату.
4. Механічна характеристика силового агрегату тягача побудована на базі тягових характеристик двигуна ТЛАП.
5. Колеса ТЛАП мають радіальну податливість, а колеса його ведучих мостів ще і тангенціальну податливість, яка залежить від кута їх закручення.
6. Сумарний момент гальм коліс ТЛАП функціонально залежить від часу.
7. Величини сил опору руху коліс ТЛАП функціонально залежать [89] від сил притискання їх до дороги.
8. Негоризонтальний і непрямолінійний макропрофіль дороги є функцією поздовжньої координати X_d нерухомої системи XOZ , а мікропрофіль дороги має

ознаки профілів типових доріг або бездоріжжя.

На підставі першого припущення прийняті такі плоскі системи координат (рис. 3.7):

– система координат XOZ – нерухома, вісь Z паралельна до лінії дії сили тяжіння і спрямована протилежно до неї, вісь X – перпендикулярна до осі Z і спрямована так, що утворюється правостороння система координат; приймаємо, що рух ТЛАП спрямований у бік збільшення X ;

– система координат $X_1O_1Z_1$ – рухома система, що жорстко пов'язана з корпусом тягача ТЛАП і лежить у площині XOZ ; положення початку O_1 цієї системи у нерухомій координатній системі XOZ може змінюватися, тобто змінюються координати X_{01}, Z_{01} , а осі O_1X_1, O_1Z_1 можуть повертатися на кут φ відносно осей нерухомої системи; у разі повороту осей проти годинникової стрілки приймаємо кут φ додатним; за початок відліку кута φ приймаємо випадок, коли осі O_1X_1, O_1Z_1 відповідно паралельні до осей OX, OZ ; напрям осей O_1X_1, O_1Z_1 збігається із напрямом відповідних осей OX, OZ ;

– системи координат $X_2O_2Z_2$ і $X_3O_3Z_3$ – рухомі системи, що жорстко пов'язані із корпусами першого і другого причепів ТЛАП і лежить у площині XOZ ; положення початків O_2 і O_3 цих систем може змінюватись у нерухомій координатній системі XOZ , тобто змінюються координати X_{02}, Z_{02} і X_{03}, Z_{03} , а осі O_2X_2, O_2Z_2 і O_3X_3, O_3Z_3 можуть повертатися на кут нахилу макропрофілю ψ відносно осей рухомої системи координат $X_1O_1Z_1$; у разі повороту осей проти годинникової стрілки приймаємо кут ψ додатним; за початок відліку кута ψ приймаємо випадок, коли осі O_2X_2, O_2Z_2 відповідно паралельні до осей OX, OZ ; напрям осей O_2X_2, O_2Z_2 і O_3X_3, O_3Z_3 збігається із напрямом відповідних осей OX, OZ . На схемі позначено: координати початків O_1, O_2, O_3 рухомих

координатних систем;

Тягач та причепа ТЛАП разом із жорстко пов'язаними із ними системами координат $X_1O_1Z_1$, $X_2O_2Z_2$, $X_3O_3Z_3$ рухаються плоскопаралельно в нерухомій системі координат XOZ .

Довільний профіль дороги, по якому рухається чи на якому стоїть нерухомо ТЛАП, в аналітичному вигляді представлений функцією $Z_d = Z_d(X_d)$, аргументом якої є поздовжня координата X_d . З метою збереження тільки додатних координат Z_d профілю дороги вісь OX вибрано так, щоб вона проходила нижче від найнижчої точки профілю.

В нашому випадку ланки ТЛАП перебувають в складному русі відносно трьох координатних систем. Тому для запису рівнянь руху інерційних елементів розрахункової схеми ТЛАП вигідніше використати рівняння Лагранжа II-го роду[139], в яке входить кінетична енергія механічної системи, яка визначається через абсолютні швидкості, що визначити простіше, ніж прискорення. Рівняння Лагранжа II-го роду має вид

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq_i} \right) - \frac{dT}{dq_i} = Q_i \quad i = 1 \dots n,$$

де T – сумарна кінетична енергія інерційних елементів механічної системи;

q_i, \dot{q}_i – i -та узагальнена координата та швидкість її зміни в часі;

n – кількість ступенів вільності механічної системи (кількість координат);

Q_i – i -та узагальнена сила.

На підставі прийнятої розрахункової схеми і вибраних систем координат узагальненими координатами механічної системи – ТЛАП приймемо:

– $q_1 = X_T, q_2 = Z_T$ – координати початку O_1 координатної системи $X_1O_1Z_1$ в нерухомій системі координат XOZ ;

– $q_3 = \gamma$ – кут повороту рухомої системи координат $X_1O_1Z_1$ відносно нерухомої системи координат;

– $q_4 = X_{III}$ – координати початку O_2 рухомої системи координат $X_2O_2Z_2$ відносно рухомої системи координат $X_1O_1Z_1$;

– $q_5 = X_{II2}$ – координати початку O_3 у рухомій системі координат $X_3O_3Z_3$;

– $q_{6+j} = \varphi_j$ – кут повороту ведучого колеса j -го моста тягача, $j = 1, \dots, m$.

Отже, механічна система – ТЛАП має $n=5+m$ ступенів вільності.

Виведення системи рівнянь математичної моделі наведено в Додатку А.

Тоді математична модель ТЛАП із жорстко закріпленим на кузові вантажами матиме вигляд:

$$\left\{ \begin{aligned}
 & \left(m_T \frac{d^2 X_T}{dt^2} + \sum_{i=1}^2 m_{IIi} \cdot \left(\frac{d^2 X_T}{dt^2} + \frac{d^2 X_{IIi}}{dt^2} \right) \right) = + \sum_{j=1}^m \frac{C_{kj}^T}{R_k} \cdot \left[(\varphi_j - \varphi_j^{нов}) - \int_{t_{нов}}^t \frac{\sqrt{(x_{оп.j})^2 + (z_{оп.j})^2} dt}{R_k} \right] - \\
 & - \sum_{j=1}^{m_1} \frac{f_{kj} \cdot C_{опj}}{z_{опj} - z_d(x_{опj})} \cdot \{ L_{опj}^V - [z_{опj} - z_d(x_{опj})] \}; \\
 & (m_T) \frac{d^2 Z_T}{dt^2} + (m_T) \frac{d^2 \gamma}{dt^2} \cdot l_i - \frac{d^1 \gamma}{dt} \cdot m_T \cdot l_i = -M_g + \sum_{j=1}^{m_1} C_{опj} \cdot \{ L_{опj}^V - [z_{опj} - z_d(x_{опj})] \}; \\
 & m_T \cdot \left(\frac{d^2 X_T}{dt^2} L_1 + \frac{d^2 Z_T}{dt^2} L_2 + \frac{d^2 \gamma}{dt^2} (V_1^2 + W_1^2) \right) = -g \cdot M \cdot l_i + C_{II1} \cdot [X_{T1} - (X_{II1} + b_{II1}) - l_i] - \\
 & - \left[f_k \cdot \text{sign} \left(\frac{dX_{II1}}{dt} \right) + \alpha_{II1} \frac{dX_{II1}}{dt} \right] m_{II1} g + \sum_{j=1}^{m_1} C_{опj} \cdot \{ L_{опj}^V - [z_{опj} - z_d(x_{опj})] \}; \\
 & m_{II1} \cdot \left(\frac{d^2 X_T}{dt^2} + \frac{d^2 X_{II1}}{dt^2} \right) = C_{II1} \cdot [X_{T1} - (X_{II1} + b_{II1}) - l_i] - \\
 & - \left[f_k \cdot \text{sign} \left(\frac{dX_{II1}}{dt} \right) + \alpha_{II1} \frac{dX_{II1}}{dt} \right] m_{II1} g + \sum_{j=1}^{m_1} C_{опj} \cdot \{ L_{опj}^V - [z_{опj} - z_d(x_{опj})] \}; \\
 & m_{II2} \cdot \left(\frac{d^2 X_T}{dt^2} + \frac{d^2 X_{II2}}{dt^2} \right) = +C_{II2} \cdot [X_{II1} - (X_{II2} + b_{II2}) - l_i] - \\
 & - \left[f_k \cdot \text{sign} \left(\frac{dX_{II2}}{dt} \right) + \alpha_{II2} \frac{dX_{II2}}{dt} \right] m_{II2} g. \\
 & I_{Тkj} \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} = M_{kj} - C_{kj}^T \cdot \left[(\varphi_j - \varphi_j^{нов}) - \int_{t_{нов}}^t \frac{\sqrt{(x_{оп.j})^2 + (z_{оп.j})^2} dt}{R_k} \right]; j = 1, \dots, m.
 \end{aligned} \right. \quad (3.4)$$

Побудована система диференціальних рівнянь є математичною моделлю руху ТЛАП із ТЗП вибраної конструкції. Крім заданих $2(1+j)$ функцій, до неї входять: X_T, X_{II1}, X_{II2} – горизонтальні координати центрів мас тягача в нерухомій системі координат $X_0O_0Z_0$ та причепів в рухомих системах $X_1O_1Z_1$ і

$X_2O_2Z_2$; $Z_T, Z_{П1}, Z_{П2}$ – вертикальні координати центрів мас шасі в нерухомій системі координат $X_0O_0Z_0$ та вантажів в рухомих системах $X_1O_1Z_1$ і $X_2O_2Z_2$; $m_T, m_{П1}, m_{П2}$ – маси тягача і причепів відповідно; $C_{П1}$ – коефіцієнт жорсткості пружних елементів ТЗП між тягачем і першим причепом; $C_{П2}$ – коефіцієнт жорсткості пружних елементів ТЗП між першим і другим причепом; C_{Kj}^T – коефіцієнти жорсткості шини колеса j -го ланки автопоїзда в тангенціальному напрямку напрямку колеса j -го моста ТЛАП; $b_{П1}, b_{П2}$ – відстані від початку рухомих систем до відповідних ТЗП; f_k – коефіцієнт опору коченню коліс ТЛАП вздовж дороги; $\alpha_{Пj}$ – коефіцієнт зчеплення; R_k – радіус колеса; $l_{i-1,i}$ – геометричні розміри ланок автопоїзда; $X_{ОПj}, Z_{ОПj}$ – горизонтальна і вертикальна координати пружного елемента підвіски; $L_{ОПj}^V$ – довжина j -го пружного елемента підвіски у вільному стані; $C_{ОП,j}$ – сумарна жорсткість підвіски; z_d – вертикальна координата мікропрофілю дороги; φ_k – кут повороту ведучих коліс; $I_{Тkj}$ – момент інерції півосей j -го ведучого моста разом із частиною приведенного моменту інерції двигуна та трансмісії до коліс; M_{kj} – тяговий момент j -го ведучого колеса.

Оскільки ми досліджуватимемо динамічні навантаження на основні елементи ТЛАП у разі їх пружно-демпфувального з'єднання за допомогою ТЗП, тобто в математичному плані для системи диференціальних рівнянь розв'язуватимемо задачу Коші, то необхідно для цієї системи рівнянь сформулювати множину $2(b+m)$ початкових умов.

Залежно від початкових умов руху ТЛАП із пружно-демпфувальним з'єднанням (використання ТЗП) ланок можна моделювати різні режими руху, зокрема підйом, спуск, розгін, гальмування, реверсування моменту трансмісії; буксування і ковзання коліс тощо.

Поширеною початковою умовою руху ТЛАП із пружно-демпфувальним

з'єднанням його основних ланок і вантажів є рух зі стану зрівноваженого спокою – стану, в якому всі узагальнені швидкості дорівнюють нулю, а значення узагальнених координат такі, що зовнішні сили зрівноважені реакціями пружних опор ланок. Інші випадки початкових умов руху ТЛАП із пружно-демпфувальним з'єднанням ланок дають більше можливостей для варіювання початкових значень узагальнених координат, тому задати їх нескладно.

Математичну модель руху ТЛАП із пружно-демпфувальним з'єднанням його ланок подано системою $6+m$ нелінійних неоднорідних звичайних диференціальних рівнянь другого порядку, яка не розв'язана відносно старших похідних від узагальнених координат за часом.

Під час складання математичної моделі руху ТЛАП із пружно-демпфувальним з'єднанням ланок не вводилися ніякі умови та обмеження на значення параметрів і вигляд функцій. Тому є реальна можливість, за незмінності вигляду самих рівнянь, перехід математичної моделі в розряд „жорстких”, тобто відповідатиме ознакам „жорсткої системи диференціальних рівнянь”. Серед великої кількості методів числового розв'язання задачі Коші для системи диференціальних рівнянь першого порядку доцільно використовувати методи, що дають змогу інтегрувати „жорсткі” системи диференціальних рівнянь.

Механічна характеристика силового агрегату тягача та характеристика його гальм, як правило, подані у відповідній літературі в графічному вигляді. Для системи рівнянь необхідно мати їх аналітичне представлення, тобто виконати інтерполяцію цих функцій. На основі динамічної характеристики реального силового агрегату автомобіля будуються механічні характеристики силового агрегату із застосуванням методу інтерполяції функцій для рівнянь у вигляді сплайн-функцій третього порядку, що характеризують силовий агрегат тягача та гальма ланок ТЛАП із пружно-демпфувальним з'єднанням за допомогою ТЗП.

Задачі дослідження динамічних процесів ТЛАП із пружно-демпфувальним з'єднанням його ланок під час подолання конкретних перешкод, конкретних ділянок дороги чи бездоріжжя погано описуються імовірнісними функціями, оскільки закон нормального розподілу стосовно профілю бездоріжжя можна

використати дуже умовно. Тому надалі профіль дороги подається конкретними аналітичними та трансцендентними функціями.

Узагальнена модель роботи автопоїзда хоча і з високою точністю описує робочі процеси руху автопоїзда, призводить до занадто складних рівнянь, що містять велику кількість невизначених параметрів. Тому модель втрачає практичну цінність.

Для дослідження вузьких завдань доцільно використовувати спрощені варіанти узагальненої математичної моделі. Спрощені або наближені математичні моделі описують фізичні процеси, що протікають при функціонуванні БЛАП, з якоюсь величиною похибки, але є простішими в використанні. Для таких випадків варто скористатися описом функціонування автопоїзда за допомогою принципу Даламбера. Це зменшує трудозатрати при формуванні математичної моделі і її відлагодженні. Далі наведено спрощені варіанти узагальненої математичної моделі для перехідних режимів руху ТЛАП (розгону і гальмування).

3.3. Визначення динамічних навантажень триланкового автопоїзда під час його розгону з урахуванням характеристик тягово-зчіпних пристроїв

Розгін триланкового автопоїзда впливає на продуктивність і безпеку руху.

Відомо, що рушійна сила $P_p(V)$ будь-якого транспортного засобу, зокрема і триланкового автопоїзда, дорівнює

$$P_p(V) = \frac{M_k(V)}{r_k} = \frac{M_e(V)u_{mp}\eta_{mp}}{r_\delta}, (r_k \approx r_\delta). \quad (3.5)$$

де $M_k(V)$ – крутний момент на ведучих колесах триланкового автопоїзда, $M_e(V)$ – крутний ефективний момент на колінчастому валу триланкового автопоїзда; u_{mp} – передаточне число трансмісії: $u_{mp} = u_k \cdot u_{pk} \cdot u_0$ (u_k, u_{pk}, u_0 – передаточні числа відповідно коробки передач, роздавальної коробки, головної передачі); η_{mp} – коефіцієнт корисної дії трансмісії триланкового автопоїзда; r_k – радіуси кочення коліс триланкового автопоїзда.

Крутний ефективний момент на валу триланкового автопоїзда $M_e(V)$ залежно

від швидкості його руху виражається через кутові швидкості колінчастого вала двигуна $M_e(\omega_e)$ за допомогою коефіцієнта k_M пристосування двигуна до зміни опору руху за крутним моментом і коефіцієнта k_ω пристосування швидкості обертання колінчастого вала двигуна

$$M_e(\omega_e) = a_m + b_m \omega_e + c_m \omega_e^2, \quad (3.6)$$

де $a_m = a M_{eN}$, $b_m = b \frac{M_{eN}}{\omega_{eN}}$, $c_m = c \frac{M_{eN}}{\omega_{eN}^2}$; a , b і c – емпіричні константи.

Коефіцієнт k_M пристосування двигуна триланкового автопоїзда до зміни опору руху за крутним моментом

$$k_M = M_{em} / M_{eN}, \quad (3.7)$$

де M_{em} та M_{eN} – ефективні моменти, максимальний і такий, що відповідає максимальній потужності.

Коефіцієнт k_ω пристосування швидкості обертання колінчастого вала двигуна триланкового автопоїзда

$$k_\omega = n_{eN} / n_{em} = \omega_{eN} / \omega_{em}, \quad (3.8)$$

де n_{em} , n_{eN} – частоти обертання маховика, що відповідають M_{em} , M_{eN} .

Витрати палива k_g в умовах експлуатації триланкового автопоїзда

$$k_g = g_{e \min} / g_{eN}, \quad (3.9)$$

де $g_{e \min}$, g_{eN} – питомі витрати палива за $n_e \sim g_{e \min}$, $n_e \sim N_{eN}$.

Розглянемо рух триланкового автопоїзда у поздовжньо-вертикальній площині під час нерівномірного руху (рис.3.7) з деяким спрощенням.

Нехай G_a і G_{npi} – відповідно повна вага автомобіля і причепів триланкового автопоїзда; M_k , M_{fi} ($i=1, 2, 3, 4$) – крутний момент ведучих коліс автомобіля, моменти опору коченню ведених і ведучих коліс автомобіля та ведених коліс причепів триланкового автопоїзда; P_p , P_ψ – рушійна сила триланкового автопоїзда і сумарна сила опору руху опорної поверхні; P_{ja} , P_{jpi} – поздовжні сили інерції автомобіля і причепів; P_w – сила опору повітря; M_{ja} , M_{jpi} – інерційні моменти ведених і ведучих коліс автомобіля та ведених коліс причепів триланкового автопоїзда; R_{Zi} , R_{fi} ($i=1, 2, 3, 4$) – нормальні реакції на колеса автомобіля і причепів

та дотичні (горизонтальні) реакції опорної поверхні на ведені і ведучі колеса автомобіля та причепів триланкового автопоїзда.

Рівняння тягового балансу триланкового автопоїзда запишемо у вигляді:

$$\sum P_{\text{кап}} = \sum P_{\text{рап}} = \sum P_{f_{an}} \pm \sum P_{h_{an}} + \sum P_{f_{an}} \pm \sum P_{\text{прап}} \quad (3.10)$$

де нехтуючи індексами an (що відноситься до триланкового автопоїзда) відповідно сили: P_{κ} – колова; P_p – рушійна; P_f – опору коченню; P_h – підйому; P_w – опору повітря; P_j – інерції; P_{npl} – штовхальна сила причепів ($i=1, 2$).

Силу опору повітря P_w , з урахуванням зустрічного чи дорожнього вітру можна визначити так:

$$P_w = k_w F_w (V \pm V_v \cos \beta)^2, \quad (3.11)$$

де k_w – коефіцієнт опору повітря, $\text{H} \cdot \text{c}^2 / \text{M}^4$; F_w – чолова площа ТЗ (мідель), M^2 ; V – швидкість руху триланкового автопоїзда; V_v – швидкість вітру; β – кут між напрямком ТЗ і напрямком вітру (знак (+) належить до зустрічного вітру, а знак (–) – до попутного дорожнього вітру). Зустрічний вітер збільшує силу опору повітря, а попутний дорожній вітер її зменшує.

Площу лобового опору визначають на основі технічної документації, а за її відсутності – наближено у вигляді

$$F_w = k_F B H, \quad (3.12)$$

де k_F – коефіцієнт заповнення площі; B і H – відповідно ширина і висота триланкового автопоїзда.

Сила P_h , необхідна для подолання підйому під час руху триланкового автопоїзда дорівнює: $G_a \sin \alpha = P_h$, а складова сили ваги триланкового автопоїзда $G_a \cos \alpha$, помножена на коефіцієнт опору коченню f , дорівнює силі опору коченню $P_{f\alpha}$ на підйомі, тобто ($P_{f\alpha} = G_a f \cos \alpha$; у разі, якщо $\alpha = 0$; $P_{f\alpha} = P_f = G_a f$), α – кут підйому (нахилу) дороги до горизонту.

Силу інерції триланкового автопоїзда під час нерівномірного руху (розгону чи гальмування) можна визначити так:

$$P_j = m_a \delta_j j_a, \quad (3.13)$$

де $m_a = \frac{G_a}{g}$ – маса транспортного засобу; $j_a = \frac{dV_a}{dt}$ – пришвидшення транспортного засобу; V_a – швидкість ТЗ; коефіцієнт δ_j , який враховує вплив інерції обертових частин ТЗ під час нерівномірного поступального руху:

$$\delta_j = 1 + I_\delta \eta_{mp} \frac{u_{mr}^2}{m_a r_\delta^2} + \sum I_{mp} \eta_{mp} \frac{u_{mp}^2}{m_a r_\delta^2} + \sum I_k \frac{1}{m_a r_\delta^2}, \quad (3.14)$$

де I_δ , I_{mp} , I_k – відповідно моменти інерції обертових частин двигуна, трансмісії та коліс; η_{mp} і u_{mp} – коефіцієнт корисної дії і передаточне відношення трансмісії.

Тангенціальну силу P_k , прикладену до ведучих коліс триланкового автопоїзда, для рівномірного і нерівномірного руху можна визначити у вигляді:

$$P_k = \frac{M_e u_{mp} \eta_{mp}}{r_k} - j_a \frac{I_d u_{mp}^2 \eta_{mp} + I_{mp} u_{mp}^2 \eta_{mp} + I_k}{r_k^2}, \quad (3.15)$$

де M_e – ефективний момент двигуна; u_{mp} і η_{mp} – передавальне число і ККД трансмісії триланкового автопоїзда, а моменти інерції двигуна I_d і коліс I_k беруть з технічних характеристик триланкового автопоїзда, r_k – радіуси кочення їх коліс

Для порівняно малих швидкостей руху коефіцієнт опору коченню $f(V) = const$ і сила опору коченню на горизонтальній ділянці дороги триланкового автопоїзда:

$$P_f = \sum_{i=1}^n P_{fi} = \sum_{i=1}^n P_{fi} f_i = f \sum_{i=1}^n P_{zi} = G_a f, \quad (3.16)$$

де n – кількість коліс у триланковому автопоїзді; P_{fi} – сила опору коченню i -го колеса; f_i – коефіцієнт коченню i -го колеса; P_{zi} – нормальна реакція на i -те колесо; f – узагальнений коефіцієнт опору коченню триланкового автопоїзда; G_a – повна вага триланкового автопоїзда.

Крутний ефективний момент на валу триланкового автопоїзда $M_e(V)$ з урахуванням пробуксовування S_δ матиме такий вигляд:

$$M_e(V) = a_m + b_m \frac{u_{mp}}{r_\delta (1 - S_\delta)} V + c_m \left(\frac{u_{mp}}{r_\delta (1 - S_\delta)} \right)^2 V^2 \quad (3.17)$$

Отже, рівняння (3.5) з урахуванням (3.17) набуде вигляду:

$$P_p(V) = a_M \eta_{mp} \frac{u_{mp}}{r_\delta} + b_M \eta_{mp} \frac{u_{mp}^2 V}{r_\delta^2 (1 - S_\delta)} + c_M \eta_{mp} \frac{u_{mp}^3 V^2}{r_\delta^3 (1 - S_\delta)^2}. \quad (3.18)$$

Залежно від практичної значущості, показники тягово-швидкісних якостей триланкового автопоїзда нормуються та порівнюються з відповідними стандартами.

Підставляючи у рівняння (3.10) вирази (3.11), (3.13), (3.5), (3.17) з урахуванням (3.14) і те, що $P_{f\alpha} = P_f = Gaf$ та нехтуючи швидкістю вітру V_v і коефіцієнтом буксування S_δ , а також враховуючи, що $j_a = \frac{dV_a}{dt}$, рівняння (3.10) можна подати у такому вигляді:

$$m_a \delta \frac{dV}{dt} = \frac{M_e(V) u_{mp} \eta_{mp}}{r_\delta} - m_a g \psi - K_w F_w V^2 - P_{npi} \quad (3.19)$$

або у формі

$$m_a \delta \frac{dV}{dt} + a_M V^2 + b_M V + c_M = 0, \quad (3.20)$$

де $m_a = \frac{G_a}{g}$.

Розділивши у рівнянні (3.20) змінні, одержимо

$$dt = m_a \delta \frac{dV}{a_M V^2 + b_M V + c_M}. \quad (3.21)$$

Інтегруючи рівняння (3.21) у межах від V_1 до V_2 , знайдемо час розгону триланкового автопоїзда у вигляді [63]:

$$t = \frac{\delta m_a}{\sqrt{b_M^2 - 4a_M c_M}} \ln \left| \frac{2a_M V + b_M - \sqrt{b_M^2 - 4a_M c_M}}{2a_M V + b_M + \sqrt{b_M^2 - 4a_M c_M}} \right|_{V_1}^{V_2}. \quad (3.21)$$

Відомо, що процес рушання і розгону триланкового автопоїзда складається з кількох етапів і починається з нижчих передач із поступовим переходом на вищі передачі.

Розгінні якості триланкового автопоїзда характеризуються максимальним пришвидшенням і тривалістю розгону впродовж якого швидкість триланкового автопоїзда зростає від деякої початкової величини до заданої кінцевої величини.

Для рушання з місця необхідно, щоби триланковий автопоїзд з механічною

трансмисією, який має жорсткий зв'язок вала двигуна з валом трансмісії, двигун працював на неробочому ходу $\omega'_{\delta\delta}$, рис. 3.10. Рис.3.10 побудовано на основі рівняння (3.21).

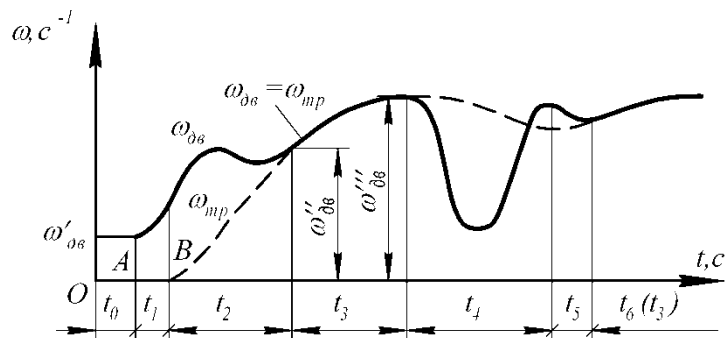


Рисунок 3.10 – Характер зміни кутової швидкості двигуна ω_d у часі під час рушання з місця і розгону триланкового автопоїзда

Під час включення зчеплення впродовж часу t_0 відбувається його пробуксовування, і в точці A починає зростати швидкість вала двигуна і момент тертя у зчепленні триланкового автопоїзда, а в т. B момент тертя дорівнює моменту опору руху триланкового автопоїзда, який зведений до веденого вала трансмісії. З точки B починається розгін триланкового автопоїзда. Час буксування зчеплення $t_0 + t_1 + t_2 = 0,5 \dots 4$ с і закінчується процес буксування за мінімально стійкої кутової швидкості $\omega''_{\delta\delta}$ вала двигуна триланкового автопоїзда. Впродовж часу t_3 кутові швидкості двигуна $\omega''_{\delta\delta}$ і трансмісії ω_{mp} рівні між собою і процес розгону триває. Триланковий автопоїзд впродовж часу t_4 рухається за інерцією, а впродовж часу t_5 – з пробуксовуванням під час наступного включення передачі. За період часу t_6 відбувається такий же процес, як і під часу t_3 .

Для досягнення максимальної інтенсивності розгону триланкового автопоїзда використовують пришвидшення, які максимально можливі на відповідній передачі і її швидкості руху v_a . Пришвидшення триланкового автопоїзда знаходимо безпосередньо із рівняння динамічного чинника:

$$j_a = \frac{dV_a}{dt} = \frac{(D-\psi)g}{\delta}, \quad (3.22)$$

де D – динамічний чинник триланкового автопоїзда,

ψ – коефіцієнт опору дороги ($\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$)

де – відповідно n – кількість коліс у автомобіля тягача, першого і другого причепів;

m_a, m_1, m_2 – маси автомобіля – тягача, першого і другого причепів;

$I_{kai}, I_{k1i}, I_{k2i}$ – моменти інерції коліс автомобіля-тягача, першого і другого причепів;

r_a, r_1, r_2 – радіуси коліс автомобіля - тягача, першого і другого причепів;

s_a, s_1, s_2 – відповідні горизонтальні переміщення автомобіля-тягача, першого і другого причепів під час розгону три ланкового автопоїзда;

$P_p(V)$ – рушійна сила автомобіля тягача, представлена рівнянням (3.18);

c_a, c_1, c_2 і v_a, v_1, v_2 – коефіцієнти жорсткості і демпфування у тягово-зчіпних пристроях автомобіля-тягача, першого та другого причепів.

Систему нелінійних диференціальних рівнянь можна розв'язати тільки числовим методом. Використовуючи нульові початкові умови: $t=0; s_a = s_1 = s_2 = 0;$

$\dot{s}_a = \dot{s}_1 = \dot{s}_2 = 0$ і знаючи відповідні реальні значення параметрів системи (три ланкового автопоїзда) можна знайти числові значення відносних переміщень s_a, s_1, s_2 .

Визначивши числові значення величин відповідно відносних горизонтальних переміщень s_a, s_1, s_2 та їх відносних горизонтальних швидкостей $\dot{s}_a, \dot{s}_1, \dot{s}_2$ можна визначити величини динамічних навантажень на автомобіль-тягач, на перший і другий причепи триланкового автопоїзда у вигляді:

$$\begin{aligned} F_a &= c_1 s_a + v_1 \dot{s}_a \\ F_1 &= \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} s_1 + \frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2} \dot{s}_1 \\ F_2 &= c_2 s_2 + v_2 \dot{s}_2 \end{aligned} \quad (3.25)$$

3.4. Визначення динамічних навантажень триланкового автопоїзда під час гальмування з урахуванням характеристик тягово-зчіпних пристроїв

Рівняння руху триланкового автопоїзда під час гальмування загалом можна одержати в результаті динамічної рівноваги проекцій усіх поздовжніх сил, які діють на триланковий автопоїзд:

$$\sum R_z + P_{j\partial\delta} + P_w + P_h - P_j = 0. \quad (3.26)$$

Сумарна поздовжня реакція $\sum R_z$ опорної поверхні під час гальмування ТЗ:

$$\sum R_z = \frac{\sum_1^k M_f + \sum_1^n M_z + \sum_1^k M_{jk}}{r_\partial}, \quad (3.27)$$

де k – кількість усіх коліс; n – кількість гальмівних коліс ТЗ.

Сумарна поздовжня реакція опорної поверхні під час гальмування триланкового автопоїзда включає сумісні дії моментів опору коченню усіх його коліс:

$$\sum_1^k M_f = G_a f r_\partial, \quad (3.28)$$

гальмівних моментів коліс триланкового автопоїзда:

$$\sum_1^n M_z = G_a \phi r_\partial, \quad (3.29)$$

а також інерційних моментів ведучих і ведених коліс триланкового автопоїзда

$$\sum_1^k M_{jk} = \sum_1^k m_k r_i^2 \dot{\omega}_k = -\sum_1^k \frac{I_k}{r_\partial} \dot{V} \quad (3.30)$$

разом з усіма обертовими його частинами.

У цих рівняннях: G_a – повна вага триланкового автопоїзда; f і ϕ – коефіцієнти опору коченню і зчеплення з опорною поверхнею; r_∂ – динамічний радіус кочення коліс триланкового автопоїзда; m_k , r_i – зведені до коліс маса і радіуси інерції деталей трансмісії та ведучих коліс триланкового автопоїзда; k – загальна кількість коліс триланкового автопоїзда; $\dot{\omega}_k$ – кутове пришвидшення ведучих коліс триланкового автопоїзда; I_k – моменти інерції ведених і ведучих коліс триланкового автопоїзда; \dot{V} – сповільнення триланкового автопоїзда.

У рівняннях для визначення M_f і M_z використано повну зчіпну вагу триланкового автопоїзда з однаковими коефіцієнтами зчеплення для усіх коліс та знехтувано перерозподілом нормальних реакцій на колесах триланкового автопоїзда.

Якщо гальмування здійснюється не тільки колісними гальмами, але й двигуном, то необхідно врахувати момент тертя у двигуні, який можна визначити

за емпіричною формулою Іванова В.В.:

$$M_{f\partial\delta} = V_h(a_1 n_\delta + b_1), \quad (3.31)$$

де $a_1 = 0,008$; $b_1 = 1,5$ – для карбюраторних двигунів;

$a_1 = 0,001$; $b_1 = 1$ – для дизелів;

V_h – робочий об'єм двигуна, л.

Гальмування відбувається переважно з від'єднанням від коліс двигуном, то рівняння руху триланкового автопоїзда загалом можна записати у такому вигляді:

$$\frac{G_a}{g} \frac{dV}{dt} = \sum_{i=1}^{2(n-m)} \varphi_i R_{Zi} + \sum_{i=1}^{2m} f_i R_{Zi} \pm G_a \sin \alpha + K_w F_w V^2, \quad (3.32)$$

де G_a – вага триланкового автопоїзда; m – кількість осей з негальмівними колесами; i – кількість коліс триланкового автопоїзда; R_{Zi} – нормальні реакції коліс триланкового автопоїзда; α – кут підйому триланкового автопоїзда (для випадків, коли триланковий автопоїзд рухається на підйом або спуск).

Сповільнення під час гальмування на похилій дорозі можна визначити за формулою [63]:

$$j_z = \frac{(M_{zi} + M_{fi}) / r_{\partial} + P_w}{\delta_j m_a}, \quad (3.33)$$

де $M_{zi} = m_a g r_{\partial} \varphi \cos \alpha$; $M_{fi} = m_a g f r_{\partial} \varphi \sin \alpha$; $P_w = k_w F_w V^2$; m_a – маса триланкового автопоїзда.

Отже, максимальне сповільнення під час гальмування триланкового автопоїзда на похилій дорозі з блокованими колесами і від'єднанням від трансмісії двигуном:

$$j_{z \max} \approx g(\varphi \cos \alpha \pm \sin \alpha) + \frac{k_w F_w V^2}{m_a}. \quad (3.34)$$

У рівнянні (3.32) знехтувано коефіцієнтом δ_j , оскільки вплив цього коефіцієнта на величину максимального сповільнення під час гальмування незначний.

На горизонтальній дорозі ($\alpha = 0$) і максимальне сповільнення триланкового автопоїзда за умови нехтування опором повітря і коефіцієнтом нерівномірності руху обертових частин трансмісії δ триланкового автопоїзда можна визначити найпростіше:

$$j_{z\max} = g\varphi. \quad (3.35)$$

Максимальне сповільнення триланкового автопоїзда під час гальмування на горизонтальній дорозі в основному залежить лише від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою φ , у разі якщо силами опору повітря знехтувати у зв'язку з різким зменшенням швидкості руху, оскільки сили опору повітря пропорційні квадрату швидкості руху триланкового автопоїзда.

Вираховуючи пришвидшення триланкового автопоїзда за рівнянням (3.34) переходимо до визначення динамічних горизонтальних навантажень, які виникають у ланках триланкового автопоїзда під час гальмування. Для цього складемо також систему звичайних нелінійних диференціальних рівнянь, які описують рух ланок триланкового автопоїзда у горизонтальній повздовжній площині під час гальмування, на основі принципу Даламбера у такому вигляді:

$$\begin{aligned} \left(m_a - \frac{I_{kai}}{r_{ai}}\right) \delta \ddot{S}_a &= m_a g \varphi - c_1 (s_a - s_1) - v_1 (\dot{s}_a - \dot{s}_1) + \sum_{i=1}^n P_{fai} + P_{wa} + P_{\alpha a}; \\ \left(m_1 + \sum_{i=1}^n \frac{I_{k1i}}{r_{1i}}\right) \ddot{S}_1 &= m_1 g \varphi + c_1 (s_a - s_1) + v_1 (\dot{s}_a - \dot{s}_1) - c_2 (s_1 - s_2) \\ &- v_2 (\dot{s}_1 - \dot{s}_2) + \sum_{i=1}^n P_{f1i} + P_{w1} + P_{\alpha 1}; \\ \left(m_2 + \sum_{i=1}^n \frac{I_{k2i}}{r_{2i}}\right) \ddot{S}_2 &= m_2 g \varphi + c_2 (s_1 - s_2) + v_2 (\dot{s}_1 - \dot{s}_2) + \sum_{i=1}^n P_{f2i} + P_{w2} + P_{\alpha 2}. \end{aligned} \quad (3.36)$$

У рівнянні (3.36) вирази $m_a g \varphi$, $m_1 g \varphi$ і $m_2 g \varphi$ – це загалом гальмівні сили автомобіля-тягача, першого і другого причепів; g – пришвидшення земного тяжіння; φ – коефіцієнт зчеплення.

Також для порівнянні результатів обчислень знаходимо величину динамічного навантаження усього три ланкового автопоїзда:

$$F_{\text{та}} = m_{\text{та}} j_{\text{amax}},$$

де $m_{\text{та}}$ – загальна повна маса триланкового автопоїзда;

j_{amax} – максимальне сповільнення триланкового автопоїзда, яке вираховуємо за рівнянням (3.22) у разі розгону і за рівнянням (3.34) – у разі гальмування. Такий підхід щодо динаміки навантажень та покращення пружно-емфуючих характеристик ТЗП триланкового автопоїзда дає змогу підібрати раціональні значення параметрів ТЗП між окремими ланками триланкового автопоїзда.

3.5. Спрощена математична модель триланкового автопоїзда

В параграфах 3.3 і 3.4 на основі принципу Даламбера було проведено спрощення математичної моделі (3.4). Метою є визначення динамічних навантажень триланкового автопоїзда під час неусталених режимів руху (розгону і гальмування) з урахуванням характеристик ТЗП.

Враховуючи значні жорсткості несучих конструкцій триланкового автопоїзда, приймемо поширені у техніці певні допущення, подамо розрахункову схему у вигляді динамічної системи, що складається із абсолютно жорстких елементів із зосередженими податливостями у ТЗП триланкового автопоїзда. Для спрощення математичної моделі доцільно зовнішні сили, що діють на зчпні ланки триланкового автопоїзда, зображати на розрахунковій схемі еквівалентними складовими, які прикладені в певних точках і являють собою проєкції результуючих поздовжніх сил на осі інерціальної системи координат, рис.3.12.

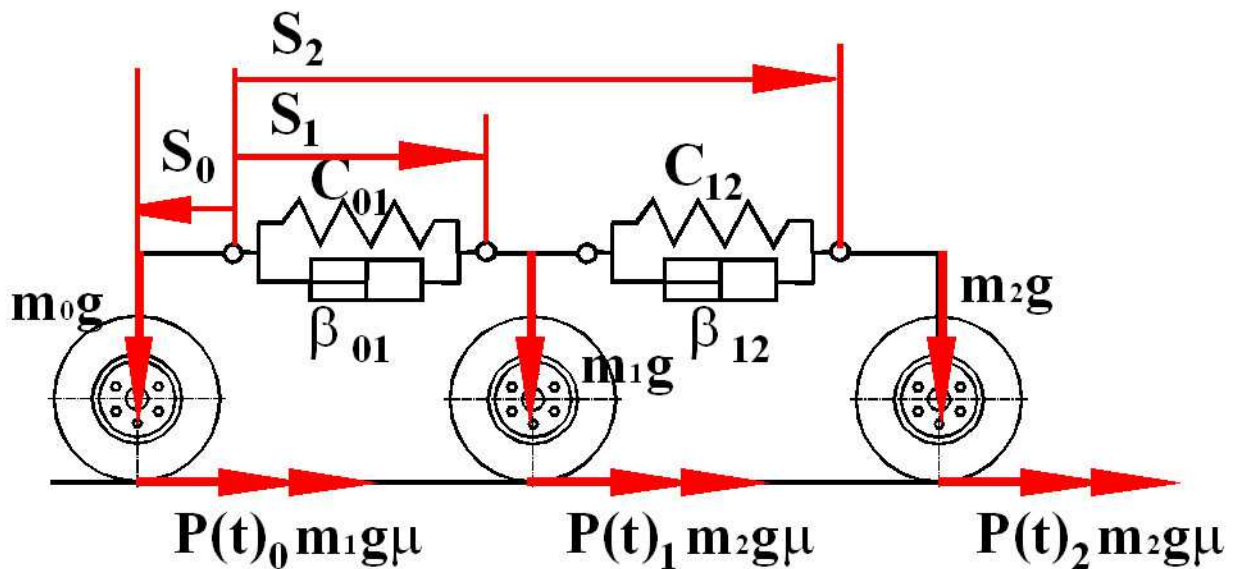


Рисунок 3.12 – Спрощена розрахункова схема триланкового автопоїзда

Диференційні рівняння, які описують нерівномірний рух триланкового автопоїзда, із запропонованими зчпними пристроями між тягачем, першим і другим причепом (див. рис. 3.16), з урахуванням їхніх горизонтальних відносних переміщень цих ланок, запишемо у такому вигляді [4, 5]:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{s}_0 = p_0(t) - \mu m_0 g - c_{01}(s_0 - s_1) - \beta_{01}(\dot{s}_3 - \dot{s}_4) \\ m_1 \ddot{s}_1 = p_1(t) - \mu m_1 g + c_{01}(s_0 - s_1) + \beta_{01}(\dot{s}_3 - \dot{s}_4) - \\ - c_{12}(s_1 - s_2) - \beta_{12}(\dot{s}_4 - \dot{s}_5) \\ m_2 \ddot{s}_2 = p_2(t) - \mu m_2 g + c_{12}(s_1 - s_2) + \beta_{01}(\dot{s}_4 - \dot{s}_5) \end{cases}, \quad (3.37)$$

де s_i – переміщення центра мас; m_i – маси; $p_i(t)$ – сумарні гальмові сили на колесах ланок автопотяга; індекс $i=0,1,2$ – номер ланки автопотяга: автомобіль (тягач) і причепа відповідно; t – час; μ – коефіцієнт тертя; β – коефіцієнт сил опору коченню, що пропорційні до швидкості; $c^{(s)}$ – функція (у загальному випадку – нелінійна), що описує пружні характеристики зчпного пристрою.

Найхарактернішим з погляду динамічної взаємодії є режим гальмування. Для режиму рушання автопотяга справедливі ті самі залежності, що і для гальмування, але з урахуванням прикладання сил, що ввійдуть у розрахункові формули вже цього режиму руху.

Типову залежність $p_i(t)$ сил гальмування від часу t наведено в [80, 82] і аналітично записано як

$$p_i(t) = K_i \cdot \begin{cases} t, & t < \tau \\ \tau, & t \geq \tau \end{cases} \quad (3.38)$$

де K_i – швидкість зростання сумарної гальмівної сили ланок; τ – час зростання гальмівної сили (вважається однаковим для обох ланок, асинхронність гальмування не враховується).

Нелінійність пружної характеристики $c(s)$ зчіпного пристрою (не враховуються конструктивні особливості ЗП) визначається характером монтажу (наявністю попереднього підтискання і його величиною a та наявністю зазорів b):

$$c(s) = \begin{cases} 0, & |s| < b \\ C(s + a \frac{s}{|s|}), & |s| \geq b \text{ and } |s| \leq s_{\max} \\ \frac{s}{|s|} \cdot \infty, & |s| > s_{\max} \end{cases}, \quad (3.39)$$

де s – зміщення ланок автопоїзда; C – коефіцієнт пружності пружного елемента; a – величина попереднього підтискання; b – величина зазору; s_{\max} – максимальна величина зміщення (у разі її перевищення можливі пробої зчіпки).

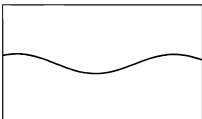
Для моделювання впливу зовнішніх сил під час дослідження транспортних засобів задаємо модельну функцію

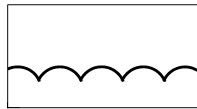
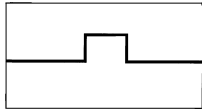
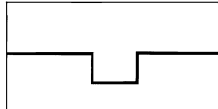
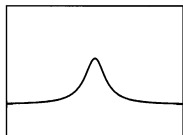
$$u(x) = \text{const} \cdot \left| \sin 2\pi \frac{x}{\lambda} \right|, \quad (3.40)$$

де λ – характерний розмір перешкод.

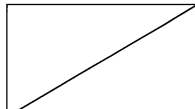
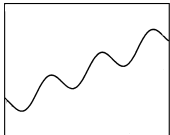
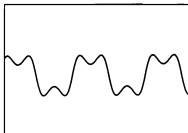
Також створюємо набір найпоширеніших моделей профілю дороги [4, 37, 39] (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Найпоширеніші приклади моделей профілю дороги

Графік функції	Вигляд функції
	$f(x) = A \sin x$

	$f(x) = A \sin x $
	$f(x) = AH(x) + B[H(x-a) - H(x-b)]$
	$f(x) = AH(x) - B[H(x-a) - H(x-b)]$
	$f(x) = \frac{8a^3}{x^2 + 4a^2}$

Продовження таблиці 3.1

Графік функції	Вигляд функції
	$f(x) = x \operatorname{tg} \alpha$
	$f(x) = Ax + B \sin x$
	$f(x) = A \sin(\sin x)$

У табл. 3.1: A – амплітуда зміни висоти профілю дороги; x – поточна координата; H – функція Хевісайда; a, b, A, B – коефіцієнти відповідної функції $f(x)$.

Залежність сил реакції поверхні $f_i(t)$ від часу можна записати аналітично у вигляді:

$$f_i(t) = K \cdot m_i g \cdot [u(vt - B_0)u(B_0 - v(t - \tau)) + u(v(t - \tau) - B_1)u(B_1 - v(t - 2\tau))], \quad (3.41)$$

де m_i – маси ланок; $\tau = \frac{\lambda}{v}$ – характерний час переїзду перешкоди; λ – довжина перешкоди; v – швидкісний коефіцієнт руху автопоїзда; B –

формфактор, матриця задає довжини елементів триланкового автопотяга; g – прискорення вільного падіння; $u(x)$ – функція профілю дороги (наприклад, виду (3.9); K – коефіцієнт демпфування. Сили ударного гальмування змодельовано задаванням $u(x) = H(x)$, де $H(x)$ – функція Хевісайда, визначена звичайним способом

$$H(x) = \begin{cases} 1, & x \geq 0 \\ 0, & x < 0 \end{cases}$$

Задавання параметрів моделювання (граничних умов, кроку інтегрування, параметрів виведення результатів тощо) здійснюється у відповідному середовищі програмування.

Характер розвитку перехідних процесів під час руху автопоїзда залежить ще і від початкових умов. Вихідними умовами наступних складових руху є кінцеві умови попередніх. Поєднання таких складових дасть змогу досліджувати вже особливості динаміки руху автопоїзда на заданій ділянці дороги.

Надалі були використані числові методи інтегрування систем звичайних диференціальних рівнянь (на прикладі Mathcad 14 компанії РТС). Математична модель інтегрована в програмне середовище і містить механічну систему, підсистему задавання параметрів моделювання і підсистему задавання числових значень параметрів обладнання і початкових умов. Програмне забезпечення дає змогу досліджувати різні експлуатаційні режими роботи багатоланкових автопоїздів. Як приклад розглянуто режим переїзду триланкового автопоїзда через одиночну перешкоду.

Систему звичайних диференціальних рівнянь (3.4) розв'язано числовим методом, для відповідно вибраних параметрів системи, і результати розрахунків представлені у вигляді графічних залежностей на рис. 3.13, 3.14, де наведено вигляд зміни швидкості відносних поздовжніх коливань і зміни кутових коливань автопоїзда для таких характеристик ТЗП, як величина попереднього підтискання $a = 0$ і величина зазору $b = 0$, за неусталеного руху автопоїзда (режим розгону).

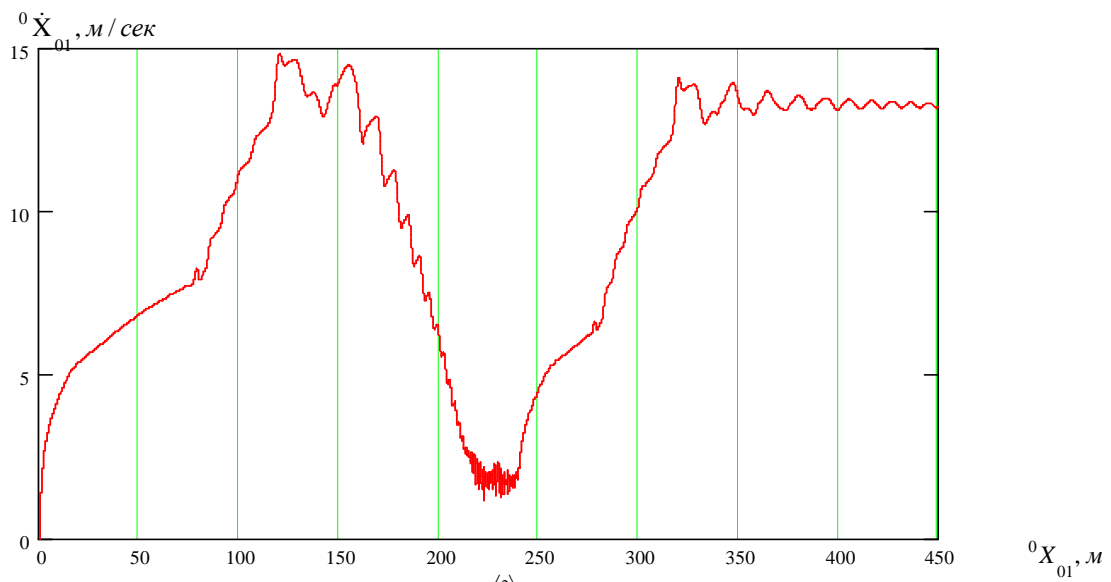


Рисунок 3.13 – Характер зміни швидкості відносних поздовжніх коливань у ТЗП триланкового автопоїзда від його відносних поздовжніх переміщень у разі неусталеного руху автопоїзда

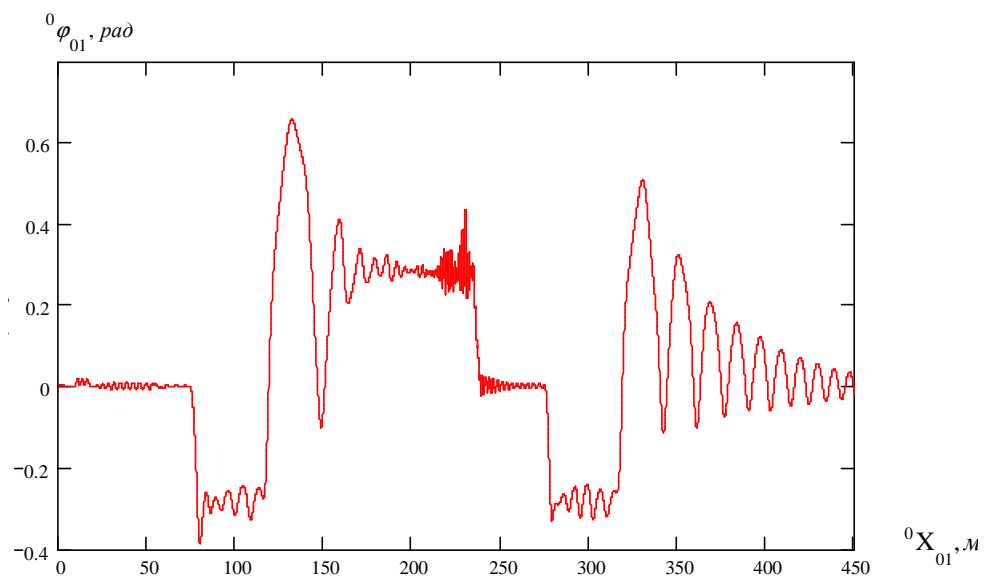
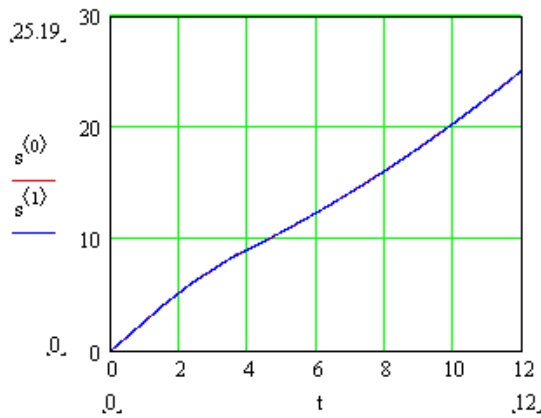
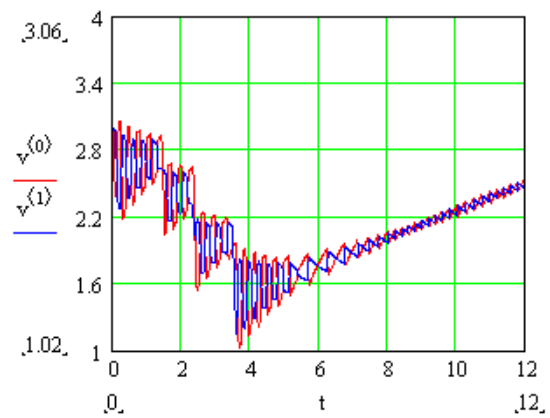


Рисунок 3.14 – Характер зміни куткових коливань автопоїзда у поздовжньо-вертикальній площині залежно від відносних горизонтальних переміщень ланок триланкового автопоїзда

Для прикладу змодельовано також переїзд першого причепа триланкового автопоїзда через одиночну перешкоду (рис. 3.15).



а



б

Рисунок 3.15 – Характери пройденого шляху s , м (а) та швидкостей (б) v , м/с ланки автопоїзда як функції часу t під час переїзду через одиночну перешкоду

Попередній аналіз отриманих параметрів і характеристик показав правильність отриманих результатів. Але для дослідження широкого кола спрощених задач необхідна більш поглиблена апробація програмної моделі.

Результатом проведених досліджень була запропонована методика теоретичного дослідження динамічних навантажень багатоланкових автопоїздів:

1. Визначаємо конструктивні схеми БЛАП, ЗП на основі їх графів.

2. Узагальнена математична модель руху КБТЗ дає змогу досліджувати найрізноманітніші конструкції та режими руху. На основі поставлених завдань досліджень визначаємо необхідність спрощення узагальненої моделі. В разі необхідності на основі графів структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи ТЛАП з ТЗП спрощуємо узагальнену математичну модель до часткового випадку.

3. Для часткового випадку математичної моделі записуємо механічну підсистему триланкового автопоїзда. Формуємо основні параметри і характеристики складових математичної моделі (масові, інерційні, жорсткісні характеристики ланок автопоїзда, ЗП, режими руху, характеристики профілю дороги, початкові умови руху тощо).

4. У разі необхідності (за відсутності деяких параметрів чи характеристик) проводимо неповний натурний експеримент, щоб отримати їх. Завдяки цьому

можемо перевірити точність матмоделі для конкретних досліджень.

Висновки до розділу 3

Математична модель інтегрована в програмне середовище і містить механічну систему, підсистему задавання параметрів моделювання і підсистему задавання числових значень параметрів обладнання і початкових умов. Програмне забезпечення дає змогу досліджувати різні експлуатаційні режими роботи багатоланкових автопоїздів. Як приклад розглянуто режим переїзду ланки автопоїзда через одиночну перешкоду.

Побудовано математичну модель роботи ТЛАП ТЗП із використанням графів структури їх конструкції (рис. 3.4) і рівнів узагальнених координат (рис. 3.5). Графи дають можливість систематизувати різнотипні конструкції ТЗП і формувати конструкцію такої складності, яка максимально відповідає виконанню поставлених завдань конкретного дослідження.

На основі узагальненої математичної моделі (3.4) запропонована спрощена математична модель (3.37) для дослідження поздовжніх відносних переміщень у ланках ТЛАП.

Розроблено блоки математичної моделі, які описують характеристики трансмісії у різних режимах руху, характеристики зміни навантажень у ТЗП під час розгону за наявності зазору, без зазору і з наявністю експериментального пружного елемента у тягово-зчіпному пристрої триланкового автопоїзда залежно від коефіцієнта жорсткості пружного елемента, які побудовані на основі розв'язання системи диференціальних рівнянь (3.24) за допомогою Mathcad 14.

Головним результатом є розроблена методика теоретичного дослідження динамічних навантажень БЛАП, зокрема безпосередньо визначено величини максимальних динамічних навантажень на ТЛАП в перехідних режимах його руху (зокрема розгону і гальмування) та досліджено, при цьому, характеристики впливу ТЗП різноманітних конструкцій.

Для дослідження широкого кола спрощених задач необхідна більш поглиблена апробація програмної моделі.

РОЗДІЛ 4. АПРОБАЦІЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ НАВАНТАЖЕНЬ ТЯГОВО ЗЧІПНИХ ПРИСТРОЇВ КОЛІСНИХ БАГАТОЛАНКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

4.1. Методика експериментальних досліджень тягово-зчіпних пристроїв колісних багатоланкових транспортних засобів

Одним із основних способів перевірки математичних викладок є експериментальні дослідження. Інженерний експеримент зазвичай пов'язаний із дослідженнями механічних, гідродинамічних, електричних, теплових та інших процесів, що відбуваються у транспортних засобах і їх механізмах. Експерименти й експериментатори можуть відрізнятися один від одного, але планування, проведення і аналіз відбуваються в однаковій послідовності. Залежно від галузі досліджень виникають певні особливості, які потрібно враховувати. Так, ефективність використання транспортного засобу можна поділити на ефективність функціонування самого автомобіля, характеристик взаємодії з оператором (водієм), взаємодії із довкіллям, ефективність обслуговування та ремонту. Тому необхідний плановий аналіз методик експериментальних досліджень з метою вироблення цілісного алгоритму, який би забезпечував ефективність проведених досліджень.

Постановка експерименту може бути зумовлена необхідністю:

- перевірки теоретичних висновків;
- визначення нових властивостей машини;
- демонстрації явищ;
- отримання необхідних значень і параметрів для математичного моделювання.

Математичне моделювання є ефективнішим для визначення експлуатаційних властивостей машин порівняно із повним натурним експериментом. Але для отримання достовірних результатів необхідне налагодження моделі – перевірка її адекватності. Для перевірки адекватності

математичної моделі й пакета прикладних програм доцільно використовувати їх тестування і порівняння з експериментальними даними, що складається з таких етапів [4, 7]:

- перевірка адекватності моделей та пакетів на основі аналізу тестових задач статистики і динаміки автомобіля або автопоїзда;
- зіставлення результатів відомих досліджень з отриманими результатами;
- зіставлення результатів числового і фізичного експериментів.

Під час проведення фізичного експерименту отримано значення параметрів, які надалі були основними для налагодження математичної моделі. При цьому важливе значення має правильна організація досліджень. Організація проведення експериментальних досліджень – це визначення логічно взаємозв'язаних етапів робіт, підпорядкованих одній меті. До них належать [47–49]:

- конкретизація теми експериментальних досліджень;
- розроблення теоретичних основ і допущень під час проведення експериментальних досліджень;
- визначення основних і несуттєвих чинників, які впливають на об'єкт експериментального дослідження;
- обґрунтування міри точності вимірів і допустимих похибок під час виконання експериментальних досліджень;
- визначення методики під час здійснення експериментальних досліджень;
- проведення експерименту в природних умовах;
- аналіз і опрацювання отриманих результатів;
- формування висновків і рекомендацій.

На основі проведеного загального поділу експерименту на етапи створюємо варіант, який найбільше відповідає конкретній меті й умовам проведення.

Важливі розроблення методики експерименту (п. 5), організація проведення досліджень, яка істотно залежить від рівня досліджуваного об'єкта:

- мікрорівень характерний для систем типу: агрегати або системи транспортної машини;
- макрорівень характерний для систем, у яких підсистемами можуть бути

об'єкти мікрорівня або їх укрупнені об'єднання типу „машина – довкілля”, „комплекс машин – довкілля”.

– мегарівень – для систем типу “комплекси машин – довкілля”, автомобілі в транспортних потоках, автомобілі на підприємстві (їх обслуговування або експлуатація).

На всіх рівнях важливо враховувати взаємозв'язки між об'єктом дослідження (транспортним засобом), технологічним процесом (режимами руху), в якому він задіяний, і середовищем його експлуатації.

Під час експериментальних досліджень особливого значення набувають завдання, пов'язані із організацією робіт, вибором умов і методів експерименту, плануванням натурних експериментів, використанням моделювання для оцінювання отриманих результатів. Тому під час вибору етапів експерименту враховано можливості проведення експерименту, наявність та забезпеченість випробовувальної бази, допустимі умови роботи засобів забезпечення та вимірювання заданих параметрів, можливість використання інших методів для оцінювання шуканих характеристик та параметрів, можливість проведення конкретних експериментів для окремих агрегатів автомобіля чи складових автопоїзда. Під час проведення експериментів обсяги експерименту нарощували поетапно, із переходом від менш складного до складнішого випробовування.

Так, для дослідження ТЗП, задіяних у колісному, гусеничному і рейковому транспорті, були прийняті режими роботи за одного варіанта завантаження: номінальні довготривалі режими натягу–стиску; максимальні навантаження; короточасні знакозмінні навантаження; ударні навантаження (ривки). Далі ТЗП досліджували за різних варіантів завантаження автопоїзда і таких режимів руху, як: розгін, гальмування, переїзд через перешкоду, ривок (кидок зчеплення).

Для проведення натурального експерименту використано вантажний автомобіль ЗІЛ-ММЗ-555 із двома двовісними причепами.

Розроблена методика для макрорівня досліджуваних об'єктів враховує всі етапи проведення експериментальних досліджень. До того ж вона дає змогу майже повністю виключити вплив індивідуальних особливостей роботи водія на

режимах рушання автопоїзда і значно зменшити цей вплив у разі перемикання передач під час форсованого розгону автопоїзда, що забезпечує добру повторюваність результатів випробувань. На режимах рушання це досягається тим, що увімкнення зчеплення відбувається не за рахунок переміщення ноги водія разом із педаллю зчеплення із різним ступенем інтенсивності, а за рахунок швидкого і повного звільнення педалі зчеплення в її крайньому положенні повного вимкнення зчеплення. Завдяки цьому завжди досягається постійний і цілком визначений темп увімкнення зчеплення, що не залежить від індивідуальних властивостей водія. В цьому випадку темп увімкнення зчеплення визначається зусиллями натискних і відтяжних пружин, приведеною масою педалі, кінематикою приводу і моментами тертя в шарнірах і опорах приводу, тобто тими чинниками, які для певного автопоїзда є величинами постійними.

4.2. Перший та другий етапи апробації комп'ютерних досліджень динамічних процесів у багатоланкових автопоїздів та їх результати

За допомогою програмної моделі змодельовані тривіальні випадки статички і динаміки руху автопоїзда.

Результати відомих досліджень динамічних процесів руху автопоїздів зіставлено із результатами роботи програмної моделі.

Результати роботи проєктованого ТЗП, отримані за допомогою програмної моделі, зіставлено із результатами натурного експерименту, що одержані за допомогою натурної експериментальної установки.

На першому етапі апробації програмної ПМ проводилася перевірка правильності запису рівнянь математичної моделі. Тому були розглянуті такі тривіальні випадки статички і динаміки ТЛАП:

1. ТЛАП перебуває на горизонтальній прямолінійній дорозі. В початковий момент часу всі його елементи у стані врівноваженого спокою (рівняннями динаміки описано нерухомий автомобіль, тобто статичку):

а) двигун та гальма вимкнені, тоді надалі основні елементи БАТЗ повинні

зберігати стан спокою. У цьому випадку результати роботи ПМ полягали в тому, що переміщення основних елементів БАТЗ (похибка точності) не перевищували 10^{-6} м; швидкості переміщень – 10^{-5} м/с; пришвидшення – 10^{-3} м/с²; зусилля у пружних елементах зчленування не перевищувало 100 Н;

б) двигун увімкнено, гальма вимкнено. Напрямок крутного моменту двигуна приймали додатним або від'ємним. БАТЗ рухається у бік збільшення (вперед) або зменшення (назад) координати ${}^0x_{O1}$ відповідно. У цьому випадку результати роботи ПМ були аналогічними.

2. БАТЗ перебуває на прямолінійній ділянці дороги із додатним або від'ємним ухилом. Двигун увімкнено. За додатного ухилу дороги швидкість переміщення шасі ${}^0\dot{x}_{O1}$ менша, ніж за від'ємного. У такому випадку результати роботи ПМ були аналогічні.

3. Збільшення коефіцієнта f_{ϕ} опору руху шасі з боку дороги призводить:

- на етапі розгону – до зменшення максимальної швидкості шасі;
- на етапі гальмування – до зменшення часу і шляху гальмування.

У цьому випадку результати роботи ПМ були аналогічні.

Отже, аналіз тривіальних випадків статички і динаміки БАТЗ за допомогою ПМ показав його високу якість і надійність.

Метою другого етапу апробації програмної моделі є перевірка точності вибраного числового методу з урахуванням особливостей функціонування автомобіля (режими руху, межі зміни параметрів, стійкість числового методу, тощо) Для цього проведено аналіз результатів відомих досліджень та їх зіставлення із результатами (рис. 4.1) [77], отриманими за допомогою розробленої ПМ (рис. 4.2). За допомогою ПМ ці задачі розв'язано за однакових з наведеними у літературних джерелах значень параметрів ТЛАП.

Зіставлення виконувалось так:

– користуючись можливостями програмної моделі, розв'язували відповідні задачі для дослідження динамічних процесів у БАТЗ. З відомих літературних джерел вибирали результати розв'язання аналогічних задач динаміки БАТЗ;

– за допомогою програмної моделі розв’язували відповідні задачі за однакових із літературними джерелами значень параметрів БАТЗ.

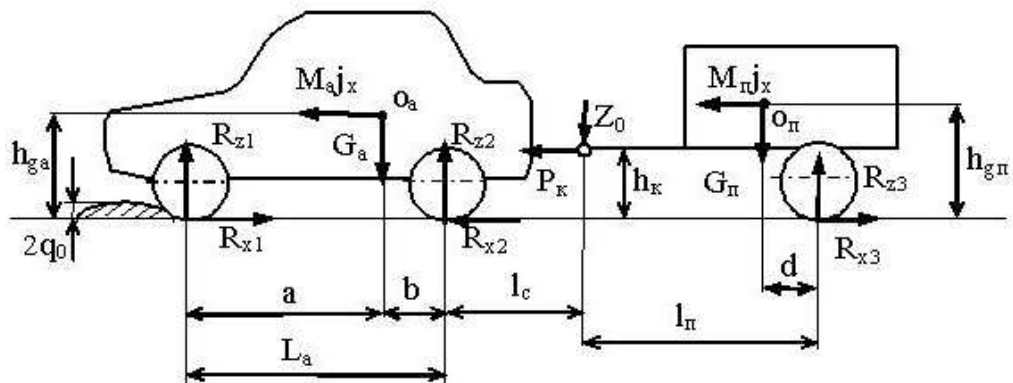


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема малотоннажного автомобільного поїзда

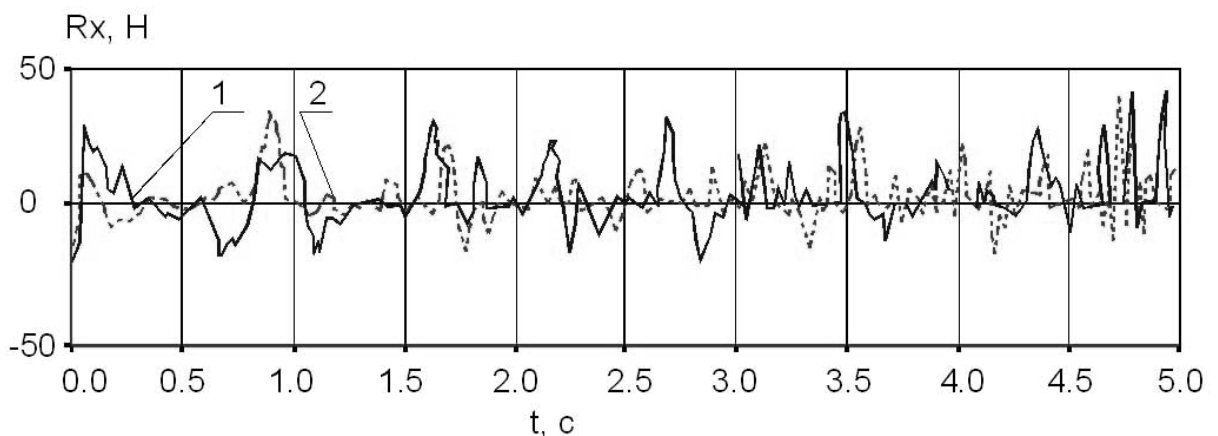


Рисунок 4.2 – Зіставлення результатів характеру зміни поздовжніх реакцій дороги у реальному часі, отриманих у роботі [77] під час нерівномірного руху малотоннажного автомобільного поїзда (крива 1), із результатами матмоделі (крива 2)] під час нерівномірного руху триланкового автопоїзда

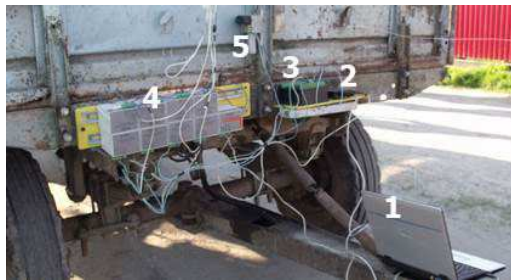
Після зіставлення результатів розв’язання цієї задачі (рис. 4.2) зроблено висновок про адекватність розробленої програмної моделі для триланкового автопоїзда і показало невелику розбіжність їхніх значень. Розходження між цими значеннями є у межах 8–19 %. Тому можна стверджувати, що результати, отримані за допомогою розробленої у дисертаційній роботі математичної моделі можна вважати достовірними і придатними для практики.

4.3. Третій етап апробації математично-комп'ютерного інструментарію щодо дослідження динамічних процесів у БАТЗ та його результати

Випробування багатоланкового автопоїзда (рис. 4.3) проводили на рівній горизонтальній ділянці із сухим асфальтовим покриттям і на ґрунтовому покритті. Погода була сонячна, без опадів, температура повітря 10–16 °С, атмосферний тиск 760–780 мм рт. ст.



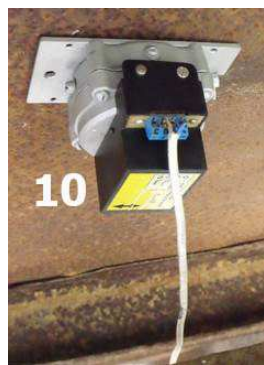
а



б



в



г



д

Рисунок 4.3 – Триланковий автопоїзд (а) із комплексом вимірювальної апаратури (б–д): 1 – інтегрований у вимірювальний комплекс автономний ПК із програмним забезпеченням на базі ноутбука; 2 – модем для дистанційного передавання даних; 3 – модуль АЦП-ЦАП із гальванічною розв'язкою, лініями цифрового введення – виведення; 4 – блоки живлення датчиків; 5, 7 – датчики лінійних переміщень; 6 – вібродатчики; 8 – датчик кутових переміщень; 9 – датчик швидкості; 10 – акселерометр; 11 – тензодатчик

Комплекс вимірювальної апаратури і розроблена методика передбачають можливість розгляду і спеціальних питань: визначення поздовжніх динамічних навантажень ланок автопоїзда, максимально можливих для конкретних умов експлуатації; розмаху коливань крутного моменту в трансмісії під час руху автопоїзда по ґрунтовій дорозі; тих динамічних навантажень, які спричиняють поломки деталей трансмісії; циркуляції потужності в трансмісії повноприводного автопоїзда тощо.

Для реалізації мети оцінювальних випробувань розроблено спеціальну методику випробувань, особливістю якої є одночасне отримання необхідних для порівняння експериментальних характеристик із подальшим їх порівнянням із характеристиками, одержаними за допомогою пакета прикладних програм. Комплекс апаратури (рис. 4.4), дасть змогу всебічно оцінити низку параметрів і порівняти одержані результати із результатами, отриманими за допомогою пакета прикладних програм.



Рисунок 4.4 – Вимірювальний комплекс апаратури для визначення характеристик транспортних засобів: 1 – вимірювальний комплекс із програмним забезпеченням на базі ноутбука; 2 – модуль ЦАП-ЦАП з гальванічною розв’язкою, каналами цифрового введення – виведення; 3 – модем дистанційного передавання даних; 4 – карданний вал із тензомостом та інформаційним передавальним модулем; 5 – тахометр із датчиком обертів маховика; 6 – плата швидкості руху і переміщення; 7 – витратомір палива; 8 – вібродатчики; 9 – датчик лінійних переміщень; 10 – “п’яте” колесо із герконовим датчиком обертів; 11 – блоки живлення датчиків; 12 – акселерометр

До комплексу датчиків, що використовувалися в експериментальних дослідженнях (рис. 4.4), належать: датчик обертів двигуна, витратомір палива, датчик переміщення автомобіля і визначення його швидкості руху (“п’яте” колесо), датчики переміщення ланок автопоїзда, датчики вібропришвидшень, акселерометр. Живлення комплексу забезпечувалося від акумуляторної батареї автомобіля із подальшим перетворенням напруги до необхідної робочої для блоків живлення, АЦП і модема. Блоки живлення забезпечували стабілізацію живлення і захист від перевантаження і наведень.

Базовими вважаються величини переміщень ланок автопоїзда. Додатково враховується інформація про оберти двигуна, його витрату палива і швидкість руху. Доповненням картини коливних процесів у автомобілі є інформація про прискорення ланок автопоїзда.

Швидкість руху автопоїзда із одним причепом близько 50 км/год, автопоїзда із двома причепами – близько 43 км/год. Як видно із графіка, у разі збільшення швидкості до 20 км/год амплітуда коливань зростає на 24 %, до 30 км/год – на 27 %, до 43 км/год – на 29 %. При рушанні швидкість 2,1 м/с стабілізується за $t = 2,8$ с, час перехідного процесу становить 2,6 с. При цьому із деяким запізненням відбувається зміна динамічних навантажень у ТЗП причепів. Поздовжні зусилля у причепах зміщені на величини зазорів у елементах автопоїзда, які розміщені між першим і другим ТЗП.

Висновки до розділу 4

Була проведена триетапна апробація математичної моделі.

Перший етап апробації ПМ полягав у перевірці правильності запису рівнянь математичної моделі. Були розглянуті тривіальні випадки статички і динаміки ТЛАП.

Другий етап апробації ПМ полягав у перевірці точності вибраного числового методу з урахуванням роботи автомобіля (режими руху, межі зміни параметрів, стійкість числового методу, тощо). Було проведено порівняння результатів відомих досліджень з результатами, отриманими за допомогою розробленої ПМ.

Третій етап апробації полягав у визначенні реальних значень параметрів та характеристик, необхідних для подальшого комп'ютерного моделювання.

Експерименти всіх етапів проводилися послідовно із нарощуванням обсягів експерименту і з переходом від менш складного до складнішого.

Сформовано вимірювальний комплекс апаратури для визначення характеристик транспортних засобів, зокрема багатоланкових автопоїздів.

Зі збільшенням швидкості дволанкового автопоїзда до 20 км/год амплітуда коливань зростає на 24 %, до 30 км/год – на 27 %, до 43 км/год – на 29 %.

Встановлено, що коливання останнього причепа визначають стійкість руху всього автопоїзда.

Проведена апробація ПМ підтвердили її адекватність.

РОЗДІЛ 5. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ КОЛІСНИХ БАГАТОЛАНКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

5.1. Дослідження роботи тягово-зчіпних пристроїв

Встановлено, що динаміка коливань автопоїзда під час гальмування є суттєво нелінійною [70–72]. Головними чинниками, що її спричинюють, є наявність попереднього підтискання пружного елемента a , зазорів b між ЗП і причепом та наявність тертя в зчіпному пристрої (табл.5.1).

Таблиця 5.1 – Вхідні параметри для моделювання

Назва параметра	Значення параметра	
маса, кг	$m_0 = 43000$, $m_1 = 1940$	
коефіцієнт тертя	$\mu = 0.025$	
коефіцієнт сил опору, що пропорційні до швидкості, Н×с/м	$\beta = 10^4$	
сила тяги, кН	$P_t = 4.5$	
час переїзду колеса через перешкоду, с	$\tau = 0.1$	
матриця часу подолання перешкоди елементами УТМ за заданої швидкості	$B = \begin{pmatrix} 0.00 & 3.95 \\ 3.95 + 3.00 & 3.95 + 3.00 \end{pmatrix}$	
максимальна величина зміщення, м	$s_{\max} = 0.1$	
величина попереднього підтискання, м	$a = 0$	$a = 0.02$
коефіцієнт пружності, Н/м	$C = 1 \cdot 10^4$	$C = 2 \cdot 10^4$
початкова швидкість, м/с	$v = 0.1$	
часовий інтервал моделювання, с	0...12	
кількість точок моделювання	$NP = 10^4$	

Для дослідження динамічних властивостей системи залежно від пружної характеристики зчіпного пристрою $c(s)$ варіювалось значення параметрів a (величина попереднього підтискання) і b (величина зазору), рис.5.1

Так, у разі зчіпного пристрою із конструктивними параметрами $a = 0$, $b = 0.02$ для середнього значення сили, що розтягує зчіпний пристрій, амплітуда є найменшою, а частота найвищою, внаслідок чого пробивання пружного елемента і руйнування зчіпного пристрою найменш імовірне.

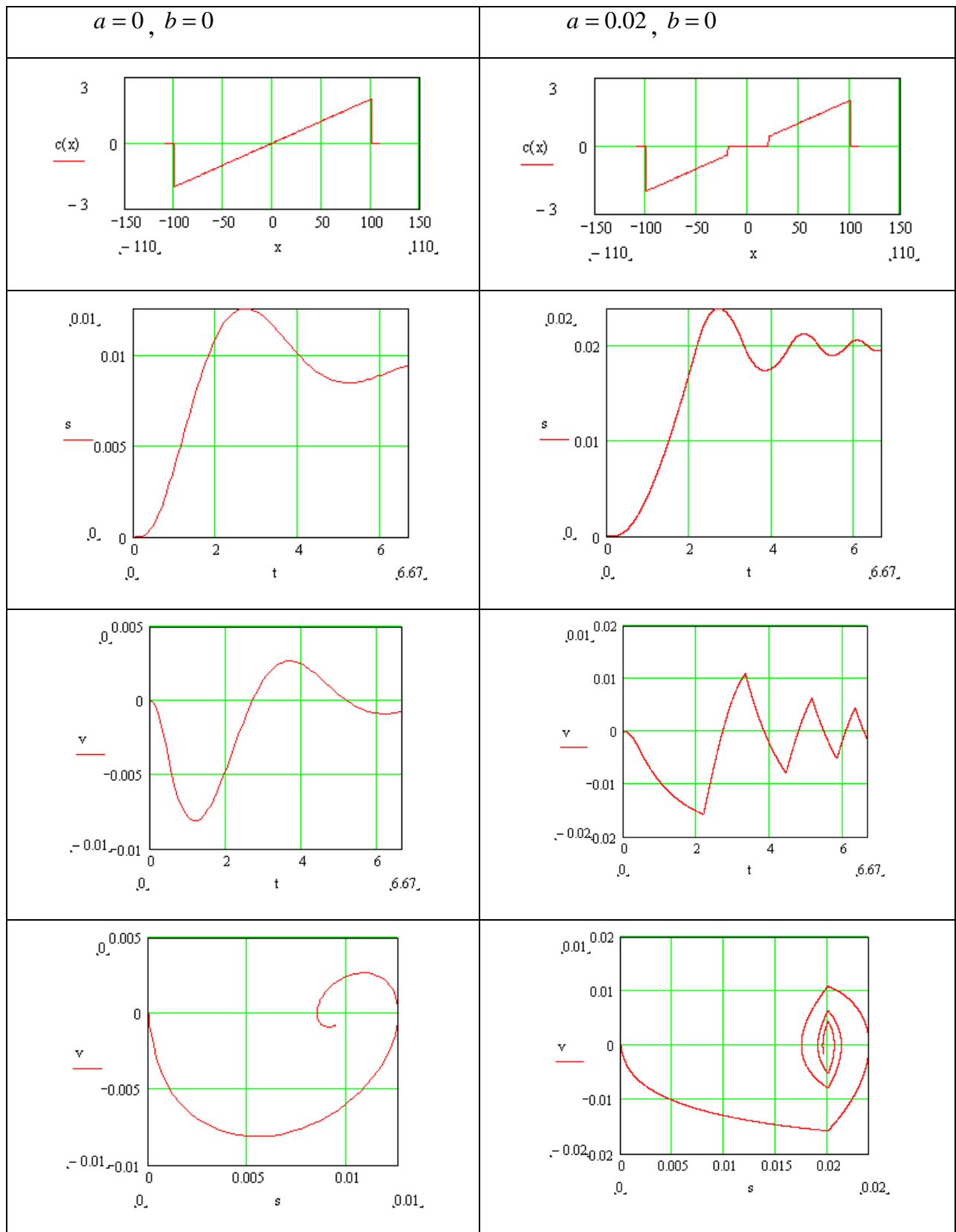


Рисунок 5.1 – Залежність пружної характеристики $c(x)$ від зміщення x , мм; залежність відносного переміщення ланок автопотяга s , м від часу t , с; залежність відносної швидкості ланок автопотяга v , м/с від часу t , с; залежність відносної швидкості від відносного переміщення (фазова діаграма) для $a = 0, b = 0$ і $a = 0.02, b = 0$

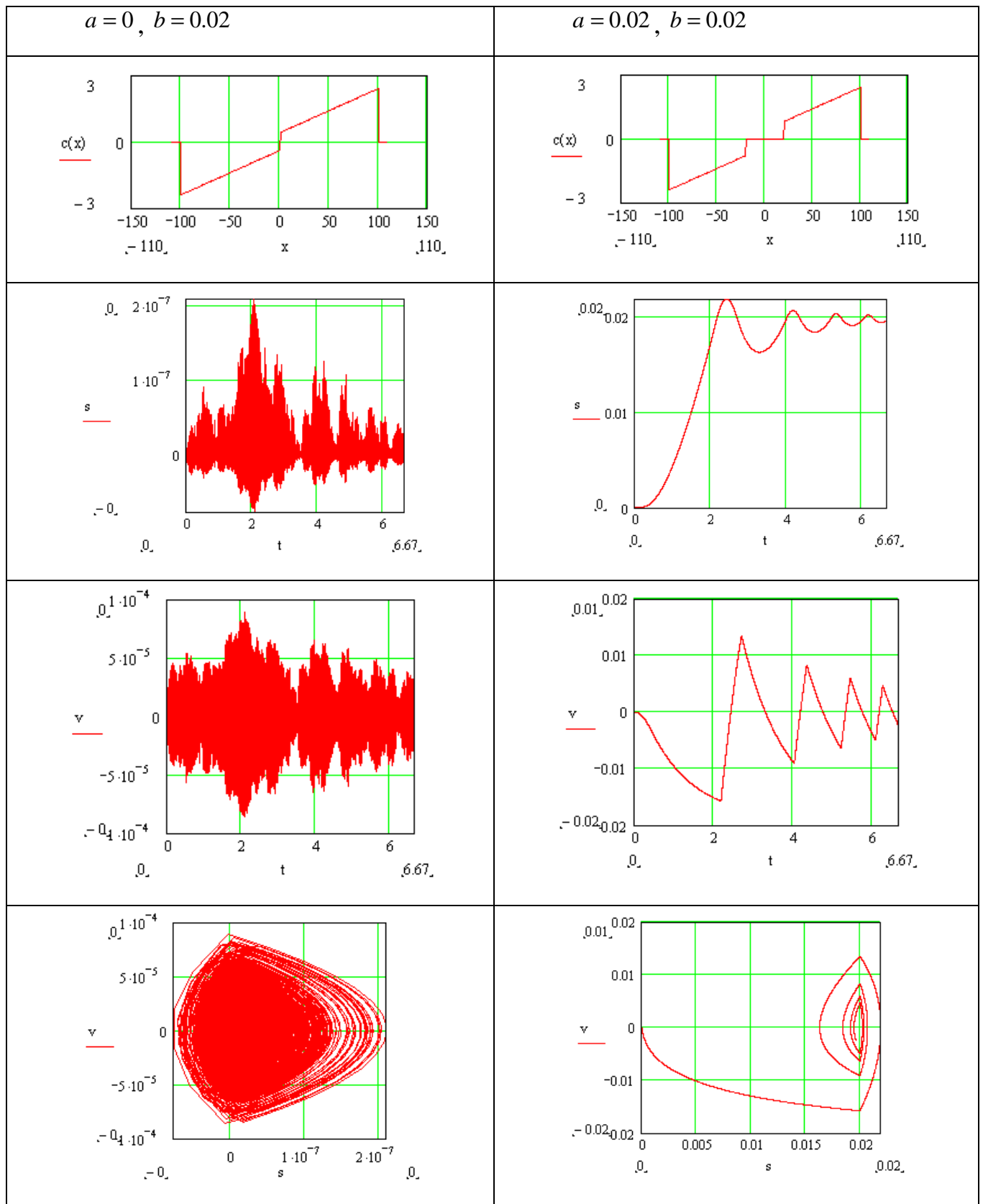


Рисунок 5.1 – (продовження). Залежність пружної характеристики $c(x)$ від зміщення x , мм; залежність відносного переміщення ланок автопотяга s , м від часу t , с; залежність відносної швидкості ланок автопотяга v , м/с від часу t , с; залежність відносної швидкості від відносного переміщення (фазова діаграма) для $a = 0, b = 0.02$ і $a = 0.02, b = 0.02$

Побудовані на рис.5.1 графічні залежності дають змогу виявляти вплив пружних характеристик, запропонованих тягово зчіпних пристроїв, на амплітуди відносних поздовжніх коливань між тягачем, першим і другим причепом триланкового автопоїзда.

5.2. Моделювання руху триланкових автопоїздів

Під час руху автопоїздів спостерігаються деякі небажані явища, зокрема, виникнення у точці зчеплення тягача і причепа змінного ударного навантаження, яке призводить до погіршення динамічних процесів руху транспортних засобів. До того ж зі зростанням швидкостей руху погіршуються показники стійкості, керованості. Характеристики маневреності та надійності також залежать від конструкції зчіпних пристроїв.

Створення програмного забезпечення для дослідження і аналізу роботи транспортних засобів, зокрема триланкових автопоїздів, дає змогу виділити етапи побудови моделі: побудова моделі механічної системи; задавання управляючих і збурювальних дій; задавання параметрів моделювання (граничних умов, кроку інтегрування, параметрів виведення результатів тощо); задавання числових значень параметрів і початкових умов; проведення обчислювального експерименту.

Математичне моделювання руху автопоїзда виконано для системи КрАЗ-64372 + ТМЗ-803 за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення *MathCAD 2001*. Розв'язок системи диференційних рівнянь (3.37) отримано методом Рунге – Кутти з адаптивним вибором кроку (вбудована функція *Rkadapt*).

Але за цих параметрів моделі отримано, що автопотяг зупиниться за $t = 6.67$ с, пройшовши шлях $s = 33.7$ м (рис. 5.2).

У разі лінійної характеристики пружного елемента власні коливання відбуваються із постійною частотою, амплітуди коливань не впливають на величину власних частот; власні частоти залежать тільки від коефіцієнта пружності C та приведеної маси автопотяга $\frac{m_0 m_1}{m_0 + m_1}$ [9, 10]. Тертя в зчіпному

пристрої може незначно зменшувати частоту поздовжніх коливань ланок автопоїзда, однак експоненційно зменшує їх амплітуду.

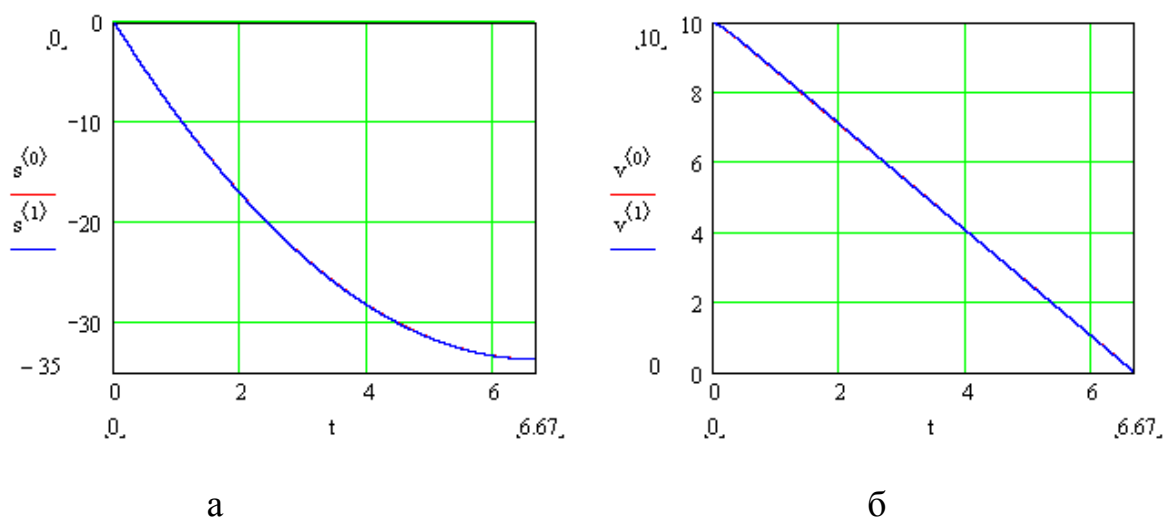


Рисунок 5.2 – Графіки залежностей пройденого шляху s , м (а) та швидкостей (б) v , м/с обох причіпних ланок автопоїзда за функцією часу

5.3. Моделювання процесу розгону триланкового автопоїзда

У випадку використання точних моделей, найближчих до реальної роботи автопоїзда, рівняння руху будуть дуже складними. Тому деколи доцільно використовувати спрощені варіанти узагальненої математичної моделі залежно від поставлених завдань дослідження. Спрощені моделі наближено враховують фізичні процеси, які відбуваються під час функціонування БЛТЗ, але простіші у використанні. Методика моделювання механічної системи триланкового автопоїзда основана на використанні принципу Даламбера [139,140].

Механічну систему триланкового автопоїзда подаємо у вигляді ланок із зосередженими масами із абсолютно жорстких елементів із зосередженими податливостями (рис. 5.3). Для спрощення математичної моделі доцільно зовнішні сили, що діють на ланки, зображати на розрахунковій схемі еквівалентними складовими, які прикладені в певних точках і являють собою проєкції результуючих сил на осі інерціальної системи координат. Разом з тим, з метою виразнішої порівняльної оцінки стандартного та запропонованого ТЗП

(і підбирання кращих пружно-демпфуючих характеристик останнього) динаміка рушання АП із місця розглядається не на абсолютно плоскій поверхні дороги, а з урахуванням поширених в експлуатації висот мікропрофілю, характерних для реальних умов на розбитих дорогах із твердим покриттям (звичайно, в умовах бездоріжжя, із деформацією опорної поверхні, для військової чи сільськогосподарської автотехніки таке порівняльне дослідження є ще наочнішим, але значно складнішим із умов додаткової террамеханіки взаємодії шин із опорною поверхнею).

На відміну від спрощеної розрахункової схеми (рис. 3.12), розроблена розрахункова схема, показана на рис. 5.3,б дає змогу точніше описувати конструкцію БЛАП: кількість коліс і геометричні параметри ланок, зусилля, які до них прикладені.

Ураховуючи значні жорсткості несучих конструкцій, приймемо поширені у техніці допущення, подамо розрахункову схему у вигляді складної динамічної системи (рис.5.3).

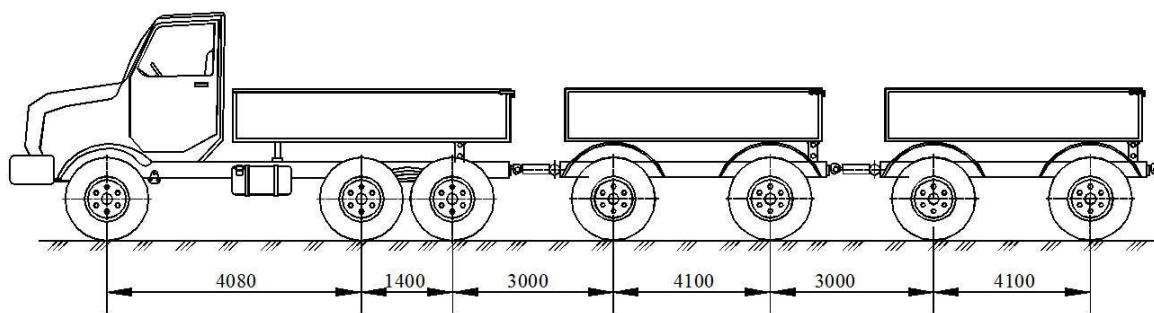


Рисунок 5.3,а – Досліджуваний триланковий автопоїзд

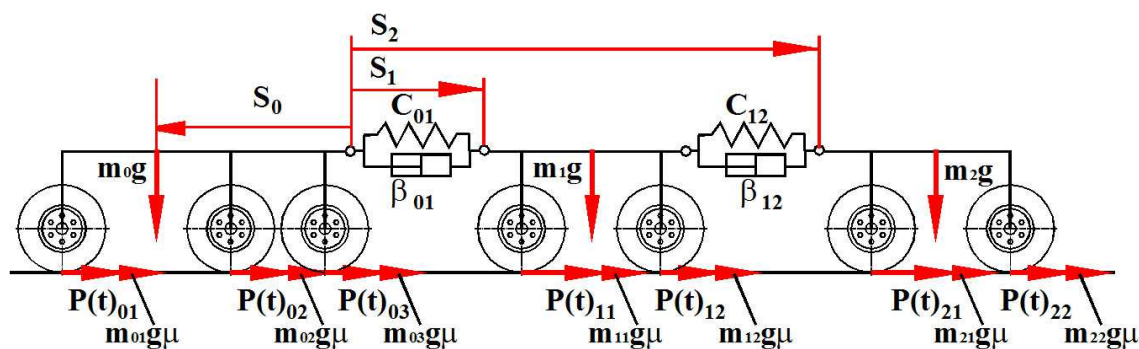


Рисунок 5.3,б – Розрахункова схема математичної моделі триланкового автопоїзда

Диференційні рівняння, які описують нерівномірний рух триланкового автопоїзда, із запропонованими зчіпними пристроями між тягачем, першим і другим причепом (рис.5.3), з урахуванням їхніх горизонтальних відносних переміщень цих ланок, запишемо у такому вигляді:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{s}_0 = -\sum_{u=1}^n p_{0u}(t) - \sum_{j=1}^k \mu m_{0j} g - c_{01}(s_0 - s_1) - \beta_{01}(\dot{s}_3 - \dot{s}_4) \\ m_1 \ddot{s}_1 = -\sum_{x=1}^y p_{1x}(t) - \sum_{z=1}^p \mu m_{1z} g + c_{01}(s_0 - s_1) + \beta_{01}(\dot{s}_3 - \dot{s}_4) - \\ - c_{12}(s_1 - s_2) - \beta_{12}(\dot{s}_4 - \dot{s}_5) \\ m_2 \ddot{s}_2 = -\sum_{r=1}^l p_{2r}(t) - \sum_{w=1}^q \mu m_{2w} g + c_{12}(s_1 - s_2) + \beta_{01}(\dot{s}_4 - \dot{s}_5) \end{cases}, \quad (5.1)$$

де s_i – переміщення центра мас автопоїзда; m_i – маси автопоїзда; $p_{iv}(t)$ – сумарні гальмівні сили на колесах ланок автопоїзда; індекс $i=0,1,2$ – номер ланки автопоїзда – автомобіль (тягач) і причепи відповідно; v – номер колеса ланки автопоїзда; t – час; μ – коефіцієнт тертя; β – коефіцієнт сил опору, що пропорційні до відносної поздовжньої швидкості між зчіпними ланками ТЛАП; $c(s)$ – функція (у загальному випадку нелінійна), що описує пружні характеристики зчіпного пристрою.

Наявність пружно-демпфувальних з'єднань між ланками тагача, першим і другим причепами виникнення динамічних навантажень між ними і є основним об'єктом дослідження, зумовлює необхідність фіксації відповідних крайових умов – задавання в аналітичній (онлайн-функції третього порядку) формі відповідних характеристик ЗП, зрештою, як і функції висот мікропрофілю дороги – конкретних аналітичних або трансцендентних (на відміну від звичних під час дослідження коливань автомобіля ймовірних функцій), що необхідно з умов числового розв'язання системи рівнянь (5.1).

Нелінійність пружної характеристики зчіпного пристрою визначається характером конструкції пружного елемента (рис. 5.4).

Робота односекційного пневмобалона описується поліномом четвертого степеня [141]:

$$y = 0,0006x^4 - 0,0123x^3 + 0,0755x^2 - 0,0978x + 0,1026 \quad (5.2)$$

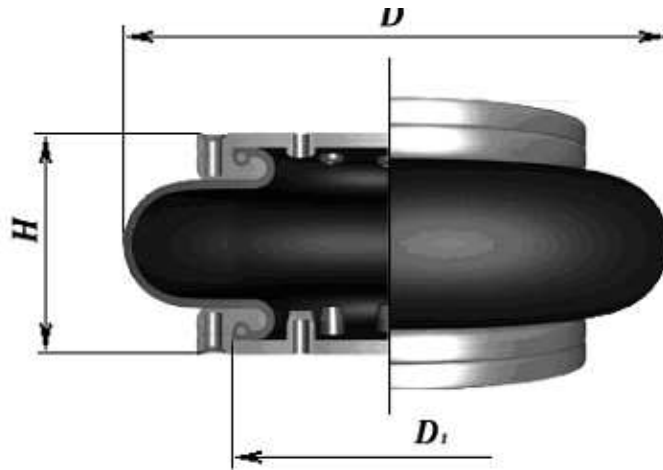


Рисунок 5.4 – Гумово-кордна оболонка моделі И-09. Конструктивні параметри ГКО:

- P – тиск у внутрішньому об’ємі ГКО за початкової висоти H ;
- Q – вантажопідйомність ГКО за тиску P та висоти H ;
- Z – максимальний хід від початкової висоти H

Окрім цього, досліджено і відповідну зміну відносної швидкості ланок, що дає змогу визначити оптимальні значення жорсткості ТЗП для конкретної моделі ТЛАП (з урахуванням вищезазначених типів ТЗП). З умов практичної реалізації дослідження проведено і щодо автопоїзда КрАЗ-65053 + КрАЗ-А181К2 [1].

Систему звичайних диференціальних рівнянь (5.1) розв’язано числовим методом, для відповідно вибраних параметрів системи, за допомогою Mathcad 14 і результати розрахунків представлені у вигляді графічних залежностей на рис.5.6 і рис.5.7.

Результати моделювання щодо графічного представлення характеру зміни шляху (а) і швидкості (б) тягача, причепа 1, причепа 2 триланкового автопоїзда під час рушання у реальному часі подано на рис. 5.5–5.6.

З рис. 5.5,а видно, що у разі використання експериментального тягово-зчіпного пристрою (ЕТЗП) коливання причепів відбуваються з меншими періодами, ніж без нього (різниця періодів 0,26–0,33 с), що пояснюється доволі ефективною роботою пристрою. Зниження періоду коливань становить 18,3–20,2 %.

Максимальні коливання спостерігалися в останнього причепа (рис. 5.6,б), тому стійкість його руху визначала стійкість руху всього автопоїзда. Різке

зростання амплітуди коливань спостерігалось у разі збільшення кількості причепів і швидкості руху. Швидкість руху автопоїзда із одним причепом становить близько 50 км/год, автопоїзда з двома причепами – близько 43 км/год. Як видно з графіка, у разі збільшення швидкості до 20 км/год амплітуда коливань зростає на 24 %, до 30 км/год – на 27 %, до 43 км/год – на 29 %. Досліджуючи процес рушання, бачимо, що швидкість 2 м/с стабілізується, якщо $t = 2,4$ с, час перехідного процесу до 4с (рис. 5.5). При цьому із деяким запізненням відбувається стрибок динамічних навантажень у зчіпних пристроях причепів. Поздовжні зусилля у причепах зміщені на величини зазорів у елементах автопоїзда, які містяться між першим і другим зчіпними пристроями.

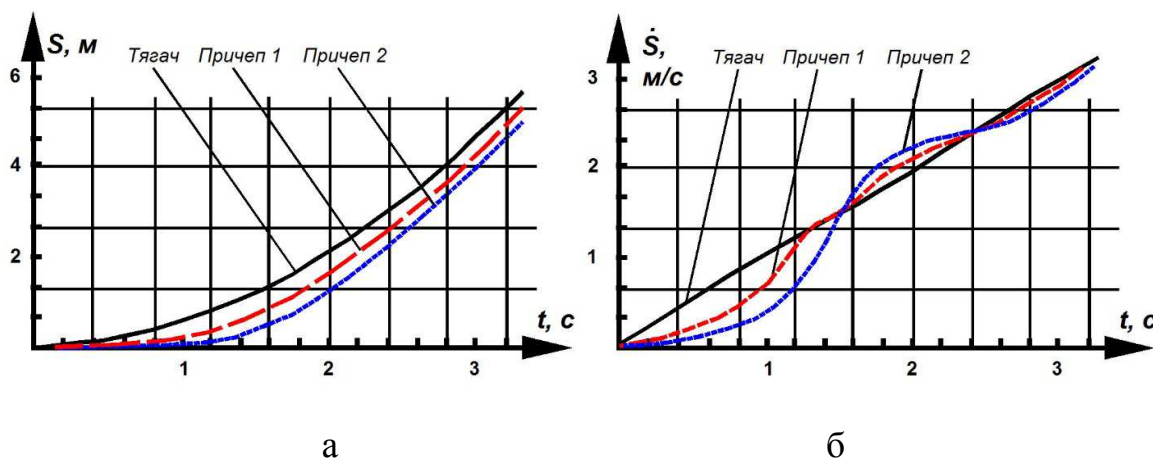


Рисунок 5.5 – Графічне представлення характеру зміни шляху (а) і швидкості (б) тягача, причепа 1, причепа 2 триланкового автопоїзда під час рушання у реальному часі

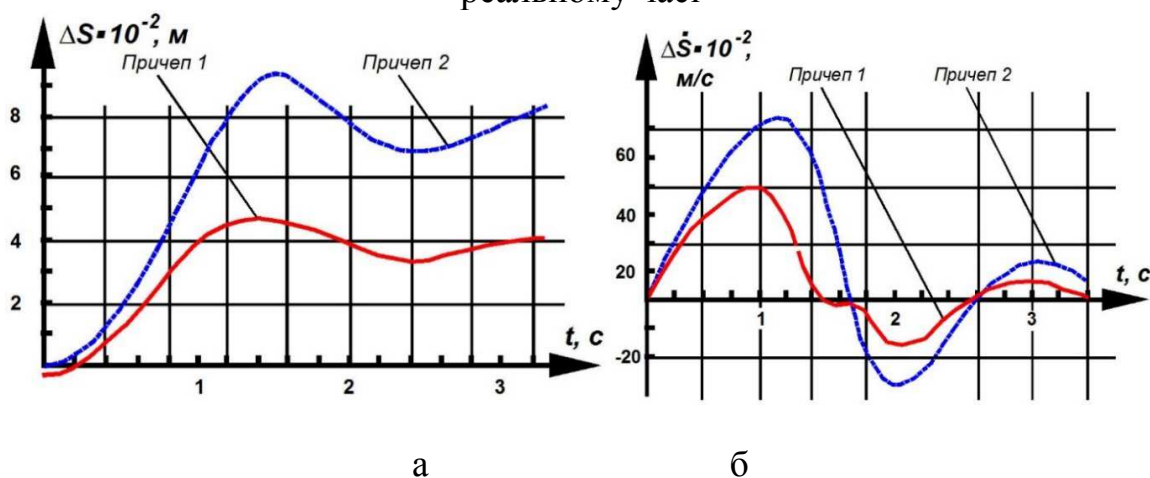


Рисунок 5.6 – Графічне представлення характеру різниці між переміщеннями (а) і швидкостями (б) тягача, причепа 1, причепа 2 триланкового автопоїзда під час рушання

Бачимо також (рис. 5.6,б), що під час руху по ґрунтовій дорозі використання експериментального ТЗП дає змогу зменшити амплітуду коливань причепів на основних транспортних швидкостях від 0,18–0,218 до 0,126–0,154 м, знизивши її на 0,046–0,065 м (26,5–30,2 %).

Дослідження показали, що пружно-демпфувальне з'єднання ланок автопоїзда (експериментальний тягово-зчіпний пристрій (ЕТЗП)) істотно знижує динамічні навантаження у тягово-зчіпних пристроях триланкового автопоїзда, а також зменшує період і амплітуду поздовжніх коливань причепів під час нерівномірного руху по ґрунтовій дорозі зі швидкістю 30 км/год із стандартним “гак–петля” і з експериментальним пружно-демпфувальним тягово-зчіпним пристроєм (рис.5.7).

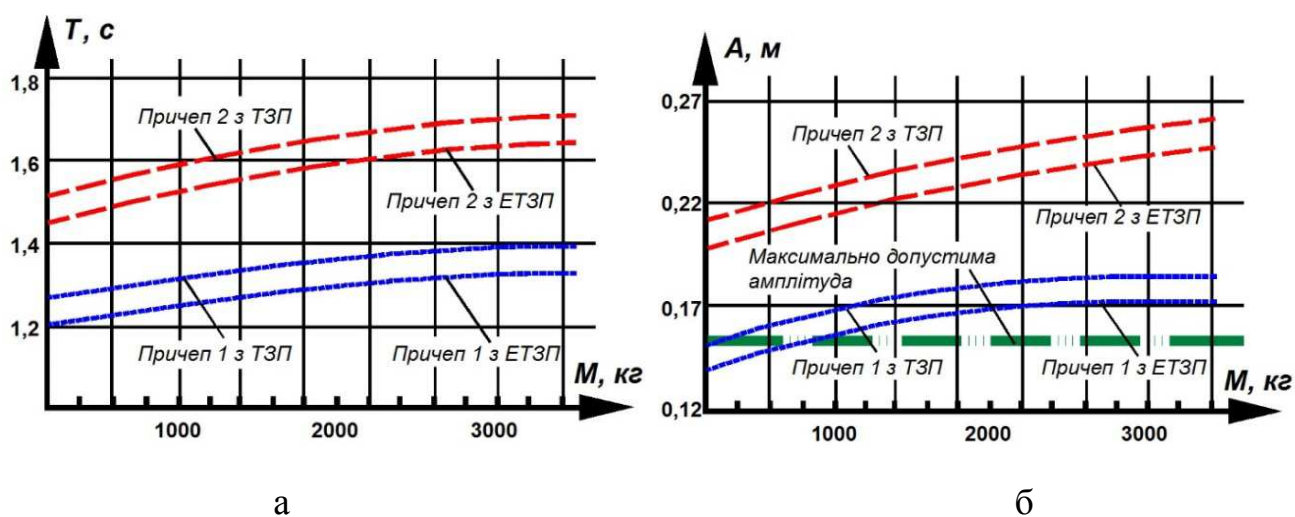


Рисунок 5.7 – Вплив маси вантажу, що перевозиться, на період T (а) і амплітуду A (б) поздовжніх коливань причепів під час нерівномірного руху по ґрунтовій дорозі зі швидкістю 30 км/год із стандартним “гак–петля” і з експериментальним пружно-демпфувальним тягово-зчіпним пристроєм.

На рис.5.8 показано характеристики зміни навантажень у ТЗП під час розгону за наявності зазору (1), без зазору (2) і з наявністю експериментального пружного елемента (3) у тягово-зчіпному пристрої триланкового автопоїзда залежно від коефіцієнта жорсткості пружного елемента, які побудовані на основі розв’язання системи диференціальних рівнянь (3.24) за допомогою Mathcad 14.

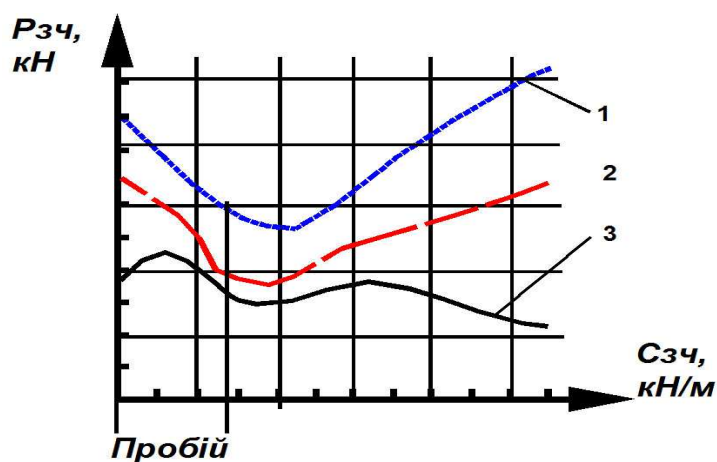


Рисунок 5.8 – Характеристики зміни навантажень у ТЗП під час розгону за наявності зазору (1), без зазору (2) і з наявністю експериментального пружного елемента (3) у ТЗП триланкового автопоїзда залежно від коефіцієнта жорсткості пружного елемента

Якщо коефіцієнт жорсткості $C_{зч0} = 0$, зокрема, у разі руйнування пружного елемента, процес динамічної взаємодії ланок автопоїзда має ударний характер, подібний до того, який спостерігається у разі вибору проміжку в ЗП (рис.5.8). Причому величина $C_{зч0} = 0$ визначає ліву межу зони пробою ЗП, а права межа цієї зони відповідає значенню коефіцієнта жорсткості $C_{гр}$, за якого динамічна взаємодія у ЗП ланок автопоїзда відбувається без пробою пружного зв'язку між ними. Величина $C_{гр}$ залежить від певних чинників, зокрема від маси причепа, інтенсивності гальмування або розгону, характеристик ТЗП тощо. З їх збільшенням значення $C_{гр}$ зростає. У межах зони пробою ТЗП збільшення початкової жорсткості пружного елемента призводить до зниження навантажень у зчїпному пристрої за рахунок зміщення лівої межі зони вправо і зниження середньої за час гальмування жорсткості системи “тягач–причіп”. За межами цієї зони збільшення жорсткості пружного зв'язку супроводжується пропорційним зростанням навантажень у ТЗП для обох режимів руху. Отже, зниження навантажень у межах зони пробою ТЗП зумовлене особливостями зміни жорсткості пружного зв'язку. Це необхідно враховувати під час проектування нових конструкцій ТЗП автопоїздів.

З рис.5.9 бачимо, що амплітуда поздовжніх коливань у тягово-зчїпних ланках дво – і триланкового автопоїзда зростає за параболічним законом

із збільшенням швидкості V під час нерівномірного його руху.

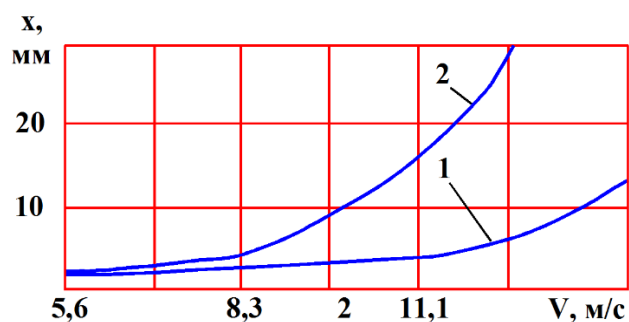


Рисунок 5.9 – Характер зміни амплітуди x поздовжніх коливань у тягово-зчіпних ланках дво – і три ланкового автопоїзда залежно від швидкості V нерівномірного їх руху:

1 – дволанкового; 2 – триланкового

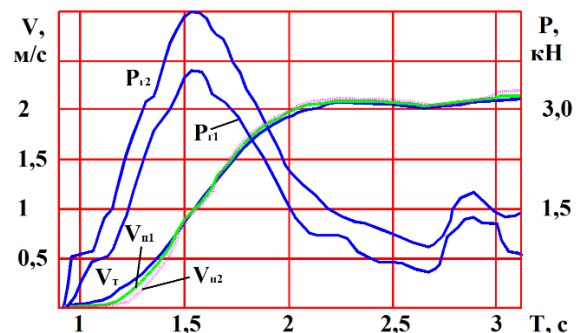


Рисунок 5.10 – Зміни зусиль P у тягово-зчіпних ланках триланкового автопоїзда залежно від швидкості V нерівномірного його руху: P – тягача, P_1 і P_2 – першого і другого причепів

Досліджуючи процес рушання триланкового автопоїзда, можна побачити, що за час $t = 2,2$ с від початку розгону і за швидкості не більшої, ніж 2 м/с динамічні навантаження у тягово-зчіпних пристроях значно зменшуються (рис. 5.10). При цьому максимальні динамічні навантаження у ТЗП причепів спостерігаються за 1,6 с від початку розгону триланкового автопоїзда. Поздовжні зусилля у причепах зміщені на величини зазорів у елементах автопоїзда, які розміщені між першим і другим ТЗП. Поздовжні коливання другого причепа триланкового автопоїзда були найбільшими і тому стійкість його руху визначала стійкість руху всього автопоїзда. Різке зростання амплітуди поздовжніх коливань причепів спостерігались у разі збільшення кількості причепів і швидкості руху. Встановлено, що оптимальна швидкість щодо стійкості руху автопоїзда з одним причепом близько 50 км/год, автопоїзда з двома причепами – близько 43 км/год. У разі збільшення швидкості до 20 км/год амплітуда коливань зростає на 24 %, до 30 км/год – на 27 %, до 43 км/год – на 29 %.

Результати розрахунків засвідчили, що за рахунок підбирання параметрів елемента ЗП можна досягти зниження динамічних навантажень у ЗП до 25 % (визначальним обмежувальним чинником є насамперед масогабаритні показники ТЛАП).

5.5. Методика розрахунку пневматичного тягово зчіпного пристрою

Проведені вище дослідження із використанням ЗП із пружними елементами керованої жорсткості показали, що доцільно використовувати такі ТЗП (Додаток А). Розроблено методику розрахунку ПТЗП, яка полягає у послідовному розрахунку амортизатора, пневмобалона, компресора, ресивера і пневмобалонів, що їх з'єднують (рис. 5.11). Вибираючи типорозміри, геометричні розміри і матеріали, враховують умови експлуатації, статичне навантаження на ТЗП, робочий тиск у пневмосистемі й режими руху ТЛАП.

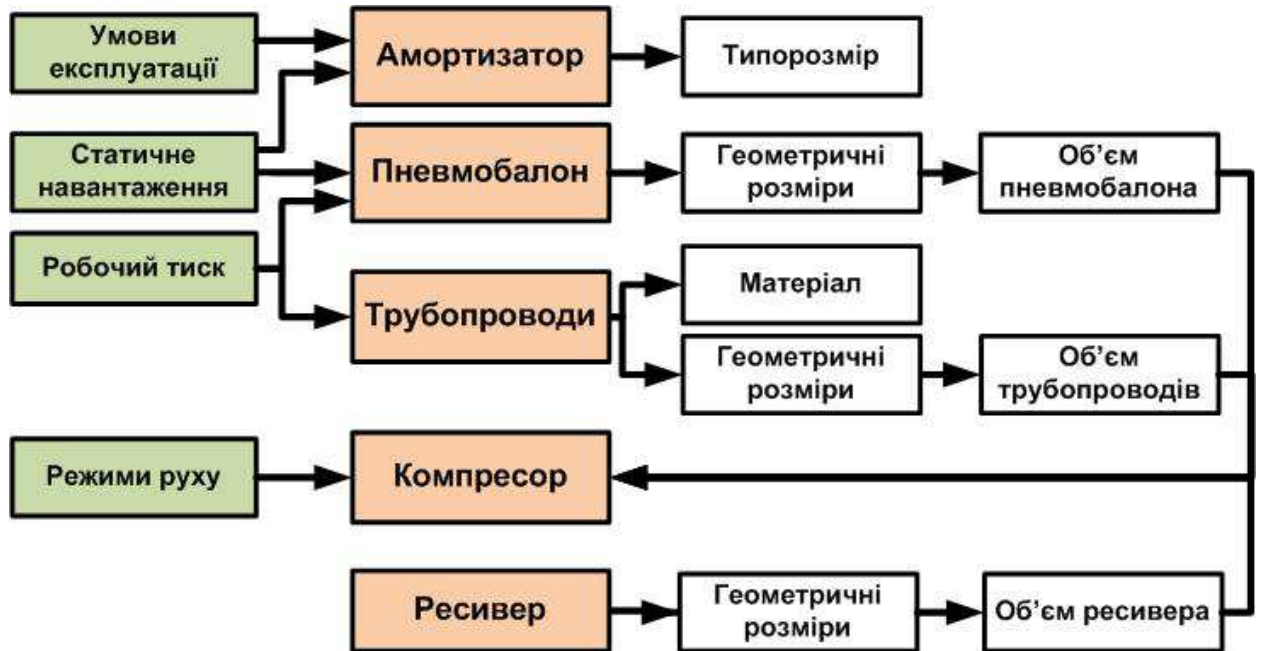


Рисунок 5.11 – Методика розрахунку ПТЗП

Пневмобалон вибирають на основі статичного навантаження, робочого тиску в системі та геометричних розмірів. Конкретний тип амортизатора вибирають із урахуванням умов експлуатації пристрою і за статичним навантаженням на амортизатор. У довідкових даних наводять номінальні навантаження на амортизатор або діапазон навантажень. У цьому випадку, якщо задано:

$$P_{НОМ}, ТО P_{MIN} = 0,7 \cdot P_{НОМ} ; P_{MAX} = 1,3 \cdot P_{НОМ} .$$

Типорозмір амортизатора вибирають на підставі такої нерівності:

$$P_{MIN} < P_I < P_{MAX} ,$$

тобто розрахункове зусилля повинно міститися в діапазоні $P_{min} \dots P_{max}$.

Як трубопроводи раціонально використати стандартні трубки, що застосовують на автомобілях. Поліамідні труби, призначені для трубопроводів гальмівного пневматичного приводу транспортних засобів, виготовляють із поліаміду 11 Rilsan MB3504HPnoir. Труби є одностінною циліндричною конструкцією і виготовляються методом екструзії.

Об'єм трубопроводів обчислюють за формулою

$$V_{III} = \pi R^2 / 2 \cdot L_{III}$$

де L_{III} – довжина трубопроводів, м;

R – внутрішній радіус, м.

Можна застосовувати поліамідні трубки із зовнішнім діаметром 14 мм і стінками завтовшки 1,5 мм. Відповідно внутрішній діаметр трубки становитиме 11 мм. Підставляючи необхідні дані, знайдемо внутрішній об'єм трубопроводів ПТЗП.

Нагнітальні трубопроводи розраховано за формулами тонкостінного циліндра:

$$Q_p = \frac{P \cdot d}{2S} ,$$

де Q_p – допустиме напруження матеріалу труби розриву (по колу), яке зазвичай вибирають таким, що дорівнює 30–35 % тимчасового опору, кПа;

P – максимальний тиск повітря, кПа;

d – зовнішній діаметр труби, мм;

S – товщина стінки труби, мм.

Теоретичне допустиме напруження визначають за формулою:

$$[Q_p] = 0,3 \cdot Q_B .$$

Запас міцності знаходять за формулою:

$$n = \frac{[Q_p]}{Q_p} .$$

Задані матеріал і геометричні параметри трубопроводів задовольняють міцнісні вимоги, крім того, ці трубопроводи застосовують у серійному

виробництві на автомобілях, що дає змогу знизити витрати на їх виготовлення. Доволі великий коефіцієнт запасу дає змогу трубкам витримувати значні перепади тиску, коли виходить із ладу регулювальний клапан.

Тиск повітря у системі ПТЗП забезпечується компресором. Усі подальші розрахунки системи виконано для ізометричного процесу стискування і розширення повітря.

Споживання повітря ПТЗП складається зі споживання повітря під час зміни навантаження причепа, рушання і гальмування ТП, компенсації витоків повітря і компенсації зміни об'єму повітря внаслідок зміни його температури.

Кількість повітря, яке повинен подати компресор з атмосфери (тиск 0,01...0,196 МПа) у разі зміни навантаження причепа, визначається формулою:

$$V_C = V_3 \cdot \Delta p_3,$$

де V_C – об'єм повітря, яке повинен подати компресор;

V_3 – об'єм пружного елемента і трубопроводів;

Δp_3 – зміна тиску в трубопроводі у разі зміни навантаження причепа (у нашому випадку ($p_3 = 0,7$ МПа)).

Максимальним споживання повітря є за повного навантаження, коли тиск у пневмобалоні максимальний (також переїзд через одиночну перешкоду) і під час рушання чи гальмування ТП із великими амплітудами деформації пневмобалона. Споживання повітря обчислено за такою формулою:

$$V_H = \frac{\eta_c \cdot \eta_p \cdot V_C}{\tau},$$

де η_c – коефіцієнт змінності (нехай він дорівнює 0,2);

η_p – коефіцієнт нерівномірності (з регулятором без уповільнювача дорівнює 0,8);

τ – час до повного наповнення системи повітрям (прийнято 5 хв).

Продуктивність компресора, необхідну для забезпечення роботи ПТЗП, визначено за такою формулою:

$$V_{PH} = \eta_3 \cdot V_0,$$

η_3 – коефіцієнт запасу, який враховує, що компресор має бути завантажений

на 20–35 %; приймаємо $\eta_3 = 3$.

$V_0 = V_P + V_H$ – споживання повітря ПТЗП під час експлуатації, що є сумою споживання під час руху V_P і споживання у разі зміни навантажень V_H :

$$V_0 = V_P \Rightarrow V_0 = V_P.$$

Об'єм ресивера ПТЗП вибрано із міркувань забезпечення довговічності компресора. Рекомендують, щоб компресор вмикався не більше ніж 15 разів за годину.

Тоді

$$V_H = \frac{V_0}{Z \cdot \Delta p} \cdot 60,$$

де $\Delta p = 0,5 - 1,5$ – коливання об'єму в ресивері, залежні від типу регулятора тиску; в розрахунках приймають $\eta_r = 0,01 \dots 0,196$ МПа;

V_0 – споживання повітря підвіскою під час експлуатації, л/хв: $V_0 = V_P$;

Z – максимально допустима кількість увімкнень компресора за годину,

$$Z = 15 - n';$$

n – кількість розвантажень – навантажень за годину.

При розробці нового ПТЗП слід також враховувати економічну доцільність.

5.6. Економічна ефективність використання багатоланкових автопоїздів

Для визначення економічної ефективності за основу взято методику [11], в якій додатково враховано витрати на утилізацію ТЗП.

Економічна оцінка нового ТЗП починається із розрахунку капітальних вкладень [11]:

$$K = K_2 - K_1 \quad (5.3)$$

де K_2 – нові капітальні витрати;

K_1 – старі капітальні витрати.

У деяких випадках слід враховувати повні, тобто всі капітальні вкладення.

Це можливо, якщо старий процес виробництва виконувався вручну або роботи цього виду проводимуться вперше; замінюване обладнання неможливо

використати за прямим призначенням і воно підлягає здаванню на металобрухт (у цьому випадку капітальні вкладення зменшуються на суму металобрухту, що реалізовується).

До складу раніше здійснених капітальних вкладень входить залишкова вартість використовуваної частини базового ТЗП, яка є неамортизованою частиною первинної вартості та визначається за формулою

$$K_1 = K_0(1-u) \quad (5.4)$$

де K_1 – залишкова вартість використовуваної частини ТЗП;

K_0 – первинна вартість ТЗП (з урахуванням витрат на монтаж і регулювання);

u – коефіцієнт, що враховує середній відсоток зношення для ТЗП.

Формула (5.4) застосовується на всіх стадіях визначення ефективності, коли невідома кількість років експлуатації базових зразків. Інакше залишкову вартість K_1 розраховують за формулою

$$K_1 = K_0(1-\alpha T) \quad (5.5)$$

де α – річна норма амортизації ТЗП;

T – кількість років, відпрацьованих базовим ТЗП.

Отже, формулу (5.3) можна записати у вигляді

$$\Delta K = K_2 - K_1 = K_2 - K_0(1-u) \quad (5.6)$$

$$\Delta K = K_2 - K_1 = K_2 - K_0(1-\alpha T), \quad (5.7)$$

де ΔK – додаткові капітальні вкладення.

До складу нових капітальних вкладень входять вартість (оптова ціна) нового ТЗП і капітальні витрати на підготовку виробництва, перепланування

цехів, придбання устаткування, зміну технології тощо.

Центральне місце займає економічне оцінювання роботи ТЗП в процесі експлуатації, тобто вплив упровадження нового ТЗП у виробництво на зниження витрат на виготовлення продукції або витрат на одиницю робіт.

До комплексу показників для встановлення техніко-економічної ефективності нової техніки, крім капітальних вкладень, входять як основна частина витрати, пов'язані з експлуатацією цих виробів. У випадку нового ТЗП, оскільки двигун автопоїзда працює не на повну потужність, зменшується витрата палива. У зв'язку зі зниженням пікових навантажень на елементи автопоїзда зменшуються витрати на технічне обслуговування і ремонт, а також зростає термін служби до першого капітального ремонту.

Витрати на пальне розраховуємо згідно з формулою

$$z_n = \frac{A_n \cdot B_n}{Q} \quad (5.8)$$

де B_n – вартість палива;

Q – годинна продуктивність;

A_n – норма витрат палива, яку розраховуємо за формулою:

$$A_n = A_0 K_3 K_B, \quad (5.9)$$

де A_0 – годинна витрата палива;

K_3 – коефіцієнт, що враховує надбавку в витратах палива на зимовий період;

K_B – коефіцієнт використання за часом.

Норми витрат на технічне обслуговування та ремонт розраховуємо згідно із формулою

$$NTO = TTO \cdot VTO, \quad (5.10)$$

де ТТО, ВТО – сумарна питома трудомісткість технічного обслуговування та ремонту базового та нового автопоїздів.

Витрати на технічне обслуговування та ремонт розраховуємо згідно з формулою

$$Z_{TO} = \frac{N_{TO} \cdot T_{\Gamma} \cdot K_{\epsilon}}{W}, \quad (5.11)$$

де W – річна продуктивність автопоїзда.

Термін служби до першого капітального ремонту розраховуємо згідно з формулою:

$$T_{\Gamma} = \frac{T_{kp}}{T_p \cdot K_{\delta}}. \quad (5.12)$$

Коефіцієнт зміни терміну служби автопоїзда розраховуємо за формулою:

$$K_{\delta} = \frac{\frac{1}{T_{\delta}} + E_n}{\frac{1}{T_n} + E_n} \quad (5.13)$$

Для повнішого і точнішого розрахунку ефективності обчислено вартість корисної моделі [11]. Вартість корисної моделі, що є результатом проведення проектних робіт, ґрунтується на визначенні сумарних витрат Z_c на її створення за весь час розроблення, які розраховуємо за формулою:

$$Z_c = \sum[(Z_{pi} + Z_{poi}) \times (1 + N_{pi} / 100) \times K_{ii} \times (1 + C_{di})^n], \quad (5.14)$$

де для і-го року:

Z_{pi} – сумарні витрати на розроблення корисної моделі (зарплата розробників, вартість витратних матеріалів, інші поточні витрати, пов'язані із розробленням);

Z_{poi} – витрати на правову охорону корисної моделі (оформлення охоронних патентів, оплата мита за подавання заявки, за отримання патенту і підтримання його чинності);

Нпі – норма прибутку, залежна від кон'юнктури ринку і прийнята за даними бухгалтерії;

Киі – коефіцієнт інфляції, визначений як індекс зміни цін за період від усередненої дати розроблення до дати оцінювання;

Сді – ставка дисконту для і-го року, що враховує потенційну прибутковість фінансових вкладень у минулі періоди.

Одним із основних показників під час визначення економічної ефективності є умовно-річна економія Е, тобто суми, отримані від зниження виробничих витрат на перевезення у результаті впровадження нового ТЗП:

$$E = C1 - C2, \quad (5.15)$$

де С1 – собівартість перевезень до впровадження нового зразка;

С2 – собівартість перевезень після впровадження.

Розрахунок ефективності доцільно виконувати на стадіях проектування – за розрахунковими даними, а після упровадження нової конструкції тягово-зчіпного пристрою у виробництво – на підставі звітних матеріалів.

Фонд робочого часу на виготовлення нового ТЗП рекомендовано визначати за фактично відпрацьованим часом із урахуванням понаднормових робіт. Розрахунок додаткових капітальних вкладень і умовно-річної економії проводять спочатку для одного ТЗП. Отриманий результат множать на кількість виготовлених і проданих у проектному році нових ТЗП.

На стадіях проектування, зіставляючи окремі варіанти, слід пам'ятати, що за інших рівних умов оптимальним виявиться варіант [11], за яким

$$K1 < K2 \text{ і } C2 < C1. \quad (5.17)$$

Упровадження нової техніки супроводжується економією на одноразових і на поточних витратах. Сума цих двох доданків і становитиме загальний економічний ефект за рік, тобто

$$E = (K1 - K2) + (C1 - C2), \quad (5.18)$$

де $K1$ і $K2$ – економія капіталовкладень для варіанта;

$C1$ і $C2$ – економія за (поточними) експлуатаційними витратами.

Коли впровадження нового пристрою або машини супроводжується додатковими капітальними витратами за економії на експлуатаційних витратах

$$K1 < K2 \text{ і } C2 < C1. \quad (5.19)$$

Варіант

$$K2 < K1 \text{ і } C1 = C2 \text{ або } K2 = K1 \text{ і } C1 > C2. \quad (5.20)$$

Про ефективність цього варіанта роблять висновок на підставі кількості років, упродовж яких будуть відшкодовані одноразові витрати.

Економічним також є варіант, коли знижуються витрати на капітальні вкладення, а експлуатаційні витрати залишаються незмінними. Це однаково стосується економії експлуатаційних витрат за незмінності капітальних вкладень.

Неефективне або малоекономічне зниження капітальних витрат у разі збільшення експлуатаційних витрат

$$K2 < K1 \text{ і } C1 < C2. \quad (5.21)$$

Економія за одноразовими витратами повинна бути достатньо великою, щоб протягом кількох років відшкодувати додаткові витрати під час експлуатації.

Зовсім неефективним є варіант, коли збільшуються капітальні та експлуатаційні витрати

$$K2 > K1 \text{ і } C1 < C2. \quad (5.22)$$

Після визначення додаткових або загальних капітальних вкладень і річної економії, досягнутої у сфері експлуатації, можна зіставити отримані величини і встановити термін окупності здійснених капітальних витрат.

Термін окупності O – один із основних показників економічної ефективності

$$O = \frac{\Delta K}{E}, \quad (5.23)$$

де ΔK – додаткові капітальні вкладення.

Коефіцієнт ефективності E_{ϕ} є величиною, зворотною до терміну окупності;

$$E_{\phi} = \frac{E}{\Delta K}. \quad (5.24)$$

Для встановлення економічної ефективності нового ТЗП необхідно зіставляти терміни окупності або коефіцієнти ефективності із нормативними.

Максимальний термін окупності визначається періодом часу, потрібним, щоб у результаті впровадження досконалішої техніки рівень суспільно необхідних (середньогалузевих) витрат на одиницю продукції або одиницю роботи, виконуваної машиною, знизився до рівня витрат, що були у момент упровадження машини. Тільки на підставі комплексного розгляду основних показників (додаткові капітальні вкладення, експлуатаційні витрати і термін окупності) можна правильно вибрати оптимальний варіант і добитися максимального економічного ефекту – найбільших результатів за найменших витрат.

Врахувавши додаткові капітальні витрати і економію, отриману від упровадження нової техніки, можна точніше визначити ступінь ефективності нової техніки і визначитися із вибором оптимального варіанта впровадження ТЗП. Зіставлення цих величин дасть можливість достовірніше визначити термін, протягом якого окупляться капітальні витрати, і вирішити питання про доцільність і своєчасність витрат на розроблення і виготовлення нового пристрою, наприклад, тягово-зчіпного пристрою для багатоланкових автопоїздів. Апробована методика розрахунків економії від впровадження нової техніки дає можливість правильніше визначити структуру економії за окремими статтями.

5.7. Рекомендації щодо покращення характеристик ТЗП

Максимальний робочий тиск в гальмівній системі не повинен перевищувати 1,2 МПа, руйнівний тиск – 4,8 МПа, максимальна температура до + 100 °С.

Орієнтовна продуктивність компресора, необхідна для забезпечення роботи ПТЗП, повинна дорівнювати $5 \text{ м}^3/\text{хв}$. При цьому об'єм ресивера – 20 м^3 .

Подовжня вісь тягового гака і зчіпної петлі повинна лежати у вертикальній площині симетрії тягача. Тяговий гак допускається встановлювати як на передній поперечці рами тягача, так і на задній поперечці причепа для буксирування другого причепа.

Зміщення осі зіву гака вперед від вертикальної площини, що проходить через задню габаритну точку автомобіля і перпендикулярної до його подовжньої осі, не повинне перевищувати 300 мм.

Конструкція і розташування тягового гака на тягачі при знятих задніх буферах повинна забезпечувати можливість відхилення подовжньої осі граничного контура дишла від осі тягового гака у вертикальній площині на кут в межах $\pm 40^\circ$ – $\pm 62^\circ$, у горизонтальній площині не менше $\pm 55^\circ$.

Середня горизонтальна площина зчіпної петлі на дишлі, встановленій шарнірно на причепі, повинна проходити через вісь шарнірів дишла. Відхилення не повинне перевищувати 25 мм. Зчіпна петля повинна кріпитися жорстко (без обертання навколо подовжньої осі стержня).

Тяговий гак повинен мати можливість обертатися навколо своєї подовжньої осі. Конструкція замка тягового гака повинна унеможливити саморозчеплення автопоїзда під час руху і не перешкоджати відхиленню зчіпної петлі в межах кутів.

Замок тягового гака повинен мати не менше двох запобіжників, що діють незалежно один від одного, і, хоч би один з яких не має бути під дією сил, що з'являються в тяговому гаку під час руху.

Висновки до розділу 5

В розділі проводилися дослідження динамічних навантажень колісних багатоланкових транспортних засобів, які містили два етапи: перший – дослідження роботи тягово-зчіпних пристроїв; другий – моделювання процесу розгону триланкового автопоїзда з врахуванням характеристик експериментального ТЗП.

При дослідженні характеристик ТЗП отримані графічні залежності впливу пружних характеристик, запропонованого ТЗП, на амплітуди відносних поздовжніх коливань між тягачем, першим і другим причепом триланкового автопоїзда.

При дослідженні триланкового автопоїзда в перехідних режимах встановлено, що коливні процеси тривають до 3 с. При цьому максимальні динамічні навантаження у ТЗП причепів спостерігаються за 1,6 с від початку розгону триланкового автопоїзда. Поздовжні зусилля у причепах зміщені на величини зазорів у елементах автопоїзда, які розміщені між першим і другим ТЗП. Поздовжні коливання другого причепа триланкового автопоїзда були найбільшими і тому стійкість його руху визначала стійкість руху всього автопоїзда. Різке зростання амплітуди поздовжніх коливань причепів спостерігались у разі збільшення кількості причепів і швидкості руху. Встановлено, що оптимальна швидкість щодо стійкості руху автопоїзда з одним причепом близько 50 км/год, автопоїзда з двома причепами – близько 43 км/год. У разі збільшення швидкості до 20 км/год амплітуда коливань зростає на 24 %, до 30 км/год – на 27 %, до 43 км/год – на 29 %.

Розроблено методику розрахунку пневматичного ТЗП, яка полягає у послідовному розрахунку амортизатора, пневмобалона, компресора, ресивера і пневмобалонів, що їх з'єднують. Під час вибору типорозмірів, геометричних розмірів і матеріалів враховано умови експлуатації, статичне навантаження на ТЗП, робочий тиск у пневмосистемі та режими руху ТЛАП.

Дано рекомендації щодо покращення пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпних пристроїв триланкового автопоїзда.

ВИСНОВКИ

На основі інформаційного матеріалу щодо досліджень БЛТЗ і ТЗП науково обґрунтовано головні принципи щодо створення прогресивних ТЗП для зменшення динамічних навантажень та покращення пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпних пристроїв триланкового автопоїзда та розроблено методику комплексного дослідження їх параметрів.

Проведено теоретичні дослідження основних характеристик ТЗП із визначенням кінематичних, геометричних і силових параметрів їх елементів. При цьому запропоновано використовувати графи конструктивних схем ТЗ і на їх основі формувати відповідні математичні моделі.

Розроблено узагальнену математичну модель руху ТЛАП, яка враховує широкий спектр його конструктивних, експлуатаційних параметрів і характеристик пружно-демпфуючих зчіпних пристроїв. Обґрунтовано, що на основі такої моделі доцільно формувати спрощені варіанти математичних моделей для виконання конкретних завдань дослідження. Це дає змогу істотно зменшити трудомісткість досліджень.

Розроблено методику теоретичного дослідження динамічних навантажень ТЛАП, зокрема безпосередньо визначено величини максимальних динамічних навантажень на ТЛАП в перехідних режимах його руху (розгону і гальмування) та досліджено, при цьому, характеристики впливу ТЗП різноманітних конструкцій.

У програмному середовищі MathCAD, на основі вищезазначеної у дисертаційній роботі математичної моделі, виконано оцінювання впливу пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпного пристрою (на прикладі автопоїзда КраЗ 64372 із причепом ТМЗ 803) на динаміку поздовжніх та вертикальних коливань автопоїзда під час проїзду одиночної перешкоди та гальмування, що дає змогу при цьому констатувати відчутний вплив характеристик тягово-зчіпного пристрою та доцільність вдосконалення відомих конструкцій.

Результати розрахунків засвідчили, що за рахунок підбору необхідних раціональних параметрів елементів ТЗП можна досягти зниження динамічних

навантажень у ТЗП до 25 % в перехідних режимах руху ТЛАП. Зокрема запропонована програмована пружно-демпфуюча ланка в тягово-зчіпному пристрої ЕТЗП триланкового причіпного автопоїзда дає змогу істотно, до 25 % знизити динамічні навантаження у з'єднаннях тягача із причепом, насамперед у разі рушання, та відчутно зменшити амплітуду поперечних коливань причепів під час нерівномірного руху.

Встановлено, що максимальні коливання спостерігалися в останнього причепа, тому стійкість його руху визначала стійкість руху всього автопоїзда. Зокрема різке зростання амплітуди коливань ТЛАП спостерігалось у разі збільшення кількості причепів і швидкості руху. Швидкість руху автопоїзда із одним причепом становить близько 50 км/год, автопоїзда з двома причепами – близько 43 км/год. Зі збільшенням швидкості: до 20 км/год амплітуда коливань зростала на 24 %, до 30 км/год – на 27 % і до 43 км/год – на 29 %.

Під час руху по ґрунтовій дорозі використання експериментального ТЗП ЕТЗП триланкового причіпного автопоїзда дає змогу зменшити амплітуду коливань причепів на основних транспортних швидкостях із 0,18–0,218 до 0,126–0,154 м, тобто на 26,5–30,2 %.

Проведено дорожні дослідження триланкового автопоїзда у складі ЗІЛ-ММЗ 555 та двох причепів ГКБ-819 із тягово-зчіпним пристроєм з пружно-демпфуючою ланкою для встановлення адекватності математичної моделі, а також дослідження впливу компоновальних, масових і пружно-демпфуючих параметрів та експлуатаційних режимів руху ТЛАП на кінематичні, геометричні та силові параметри ТЗП.

Розроблено й експериментально досліджено, під час дорожніх випробувань триланкового автопоїзда у складі ЗІЛ-ММЗ 555 та двох причепів ГКБ-819, тягово-зчіпний пристрій ЕТЗП із пружно-демпфуючою ланкою, що дає змогу, окрім вище зазначеного зниження динамічних навантажень у з'єднувальних пристроях тягача та причепів, також підвищити на 10–15 % швидкість руху автопоїзда за рахунок відповідного зменшення амплітуди поперечних коливань заднього причепа, які обмежують безпечну швидкість автопоїзда із умов стійкості руху

загалом.

За результатами проведеного дослідження є підстави констатувати практичну актуальність вдосконалення тягово-зчіпних пристроїв, насамперед для триланкових автопоїздів, на дорогах загального користування, а також для великотоннажних дволанкових автопоїздів, зокрема із напівпричепом, що працюють в умовах бездоріжжя з відповідним обмеженням за запасом сил зчеплення шин з опорною поверхнею.

Розроблено методику розрахунку щодо підбору раціональних пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпного пристрою причіпного автопоїзда, яку прийняли для практичного впровадження конструкторські підрозділи ПрАТ ХК „АвтоКрАЗ” та ВАТ „Укравтобуспром”.

Дано рекомендації щодо покращення пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпних пристроїв триланкового автопоїзда.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Zinko Roman, Badejnov Oleksandr (2018).The research of functioning of three-unit lorry convoys. *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*, Vol. 81, No. 3, 129–140. DOI: <https://doi.org/10.14669/AM.VOL81.ART11>.
2. Зінько Р. В. Дослідження роботи зчіпних пристроїв розчленованих транспортних засобів за допомогою графів / Р. В. Зінько, І. С. Лозовий, О. М. Бадейнов // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”: зб. наук. праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. Харків: НТУ “ХПІ”, 2014. № 10 (1053). С.121–128.
3. Зінько Р. В. Морфологічне середовище для дослідження роботи зчіпних пристроїв розчленованих транспортних засобів / Р. В. Зінько, І. С. Лозовий, О. М. Бадейнов // *Наукові нотатки: міжвузівський зб.* Луцьк: ЛНТУ, 2014. Вип. № 45. С. 220–228.
4. Зінько Р. В. Методика експериментальних досліджень тягово-зчіпних пристроїв триланкових автопоїздів / Р. В. Зінько, О. М. Бадейнов // *Наукові нотатки: міжвузівський зб.* Луцьк: ЛНТУ, 2016. Вип. № 55. С. 168–171.
5. Бадейнов О. М. Моделювання руху триланкового автопоїзда / О. М. Бадейнов, Р. В. Зінько, О. З. Горбай // *Наукові нотатки: міжвузівський зб.* Луцьк, 2018. Вип. № 62. С. 21–24.
6. Зінько Р. В. Морфологічне середовище для дослідження роботи зчіпних пристроїв розчленованих транспортних засобів / Р. В. Зінько, І. С. Лозовий, О. М. Бадейнов // *Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей: III Міжнародна науково-технічна конференція, (29 травня – 1 червня 2014 року, Україна, Луцьк, Луцький національний технічний університет).* С. 220–228.
7. Зінько Р. В. Методика експериментальних досліджень тягово-зчіпних пристроїв триланкових автопоїздів / Р. В. Зінько, О. М. Бадейнов // *Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей: IV*

Міжнародна науково-технічна конференція, (6 червня – 10 червня 2016 року, Україна, Луцьк, Луцький національний технічний університет). С. 168–172.

8. Бадейнов О. М. Екологічні аспекти використання багатоланкових автопоїздів / О. М. Бадейнов, Р. В. Зінько, С. В. Шибанов, Ю. Ю. Скварок // Сучасні технології промислового комплексу-2019: V Міжнародна науково-практична конференція, (10–15 вересня 2019 р.). Херсон: ХНТУ, 2019. С. 153–154.

9. Бадейнов О. М. Підвищення ефективності вантажних автоперевезень шляхом використання триланкових автопоїздів / Бадейнов О. М. // Проблеми з транспортними потоками і напрями їх розв'язання: Четверта Всеукраїнська науково-теоретична конференція, (25 – 26 березня 2021 року). Львів: Галицька видавнича спілка, 2021. С. 103 – 104 с.

10. Зінько Р. В., Лозовий І.С., Бадейнов О.М. Робота дволанкового автопотяга в умовах сільського господарства // Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport. Rzeszow: Politechnika Rzeszowska, 2015. Nr 6. Pp.135–140.

11. Зінько Р. В., Бадейнов О. М. Економічна ефективність використання багатоланкових автопоїздів // Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport. Rzeszow: Politechnika Rzeszowska, 2016. Nr 7, 301–310.

12. Чернявський М. Трехзвенные автопоезда. Дайджест мирового опыта [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://www.mpark.prog.puls.-ofindustry/79-three-link-automobile.M2> (2015).

13. Europaeische. Kommission (13.07.2009). Verordnung (EG) Nr 661/2009 des europaeischen Parlaments und des Rates vom 13.Juli 2009 ueber die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen, Kraftfahrzeuganhaefern und Systemen, Bauteilen und selbstaendiger technischen Einheiten fuer Fahrzeuge hinsichtlich ihrer allgemeinen Sicherheit, EG Nr 661/2009./ [Електронний ресурс]. Режим доступу: lex.europa.eu/LexUriServ.do?uri=OJL.2009.200.0001:DE.PDF.

14. Правила дорожнього руху: затверджено Постановою КМУ № 1306 від 10.10.2001 р.

15. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда / Я.Х. Закин.

Москва: Транспорт, 1967. 253 с.

16. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я. Х. Закин. Москва: Транспорт, 1986. 137 с.

17. Фаробин Я.Е. Конструкции зарубежных трехзвенных автопоездов-принципов тяжеловозов / Я.Е. Фаробин, И.К. Цейтлин. Москва: ЦНКИТЭавтопром, 1988. 44 с.

18. Фаробин Я. Е. Трехзвенные автомобильные поезда / Я. Е. Фаробин, Ю. А. Самойленко. Деп. В НИИНавтопром. Москва, 1983. 47 с.

19. Аналитический метод определения положения звеньев многозвенного автопоезда на опорной плоскости / Я. Е. Фаробин, В. В. Малапин, В. В. Акопов, В. А. Холмер // Известия вузов. Машиностроение. 1985. № 8. С. 64–69.

20. Павлов В. А. Исследование поворотливости многозвенного прицепного автопоезда: дисс. канд. техн. наук по спец. 05.05.03 – автомобили и тракторы / В.А. Павлов. Москва: МАДИ. 1968. 172 с.

21. Гладов Г.И. О маневренности трехзвенных автопоездов / Г.И. Гладов, Ю. О. Кузнецов // Труды МАДИ. Москва, 1979. Вип. 160. С. 31–37.

22. Акопов А. И. Исследование устойчивости прямолинейного движения многозвенного автопоезда / А. И. Акопов, В. В. Никольский // Автомобильная пром. 1972. № 2. С. 18–20.

23. Акопов А.И. Экспериментальное исследование устойчивости прямолинейного движения трехзвенного автопоезда / А.И. Акопов, А. С. Андреев // Автомобильная пром. 1971. № 5. С. 12–14.

24. Акопов А.И. Структурный анализ автопоездов / А.И. Акопов. Деп. в НИИНавтопром, 1984, № 1016ап.-84. 13 с.

25. Вплив навантаження на тягово-зчпний пристрій на стійкість руху автопоїзда категорії М1 у перехідних режимах руху / В. П. Сахно, Р. М. Кузнецов, В. В. Стельмащук, Л.С. Козачук // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Луцьк: ЛНТУ, 2015. № 1(3). С. 148–157.

26. Щукин М.М. Расчет упругих элементов тягово-сцепных устройств автомобилей // Автомобильная пром. 1960, № 8. С. 1–4.

27. Малапин В.В. Влияние податливости сцепки на горизонтально-поперечную устойчивость полуприцепов / В.В. Малапин, В.В. Акопов // Известия вузов. 1979. № 6. С. 87–89.
28. Малапин В.В. Горизонтально-поперечная устойчивость полуприцепа с учетом зазора в сцепном устройстве / В.В. Малапин, В.В. Акопов // Известия вузов. 1982. № 8. С. 75–78.
29. Высоцкий М.С. Основы проектирования модульных магистральных автопоездов / М. С. Высоцкий, С.Н. Кочетов, С. В. Харитончик. Минск: Беларус. наука, 2011. 342 с.
30. Высоцкий М. С. Оценка эффективности исследования многозвенных автопоездов / М. С. Высоцкий, С. В. Харитончик // Механика машин, механизмов и материалов. Минск, 2011. № 4 (17). С. 8–12.
31. Акопов В. В. Исследование маневренных свойств автопоездов на основе системного подхода: монография / В. В. Акопов. Пермская ГСХА: ФГБОУ, 2012. 96 с.
32. Трехзвенные автопоезда / Я.Е. Фаробин, А.Н. Якобашвили, А. Н. Иванов и др. Москва: Машиностроение, 1993. 204 с.
33. Моделирование процессов трогания и разгона тракторно-транспортного агрегата с упруго-демпфирующим тягово-сцепным устройством / П. П. Гамаюнов, А. М. Гамаюнов, С. А. Алексеев, Р. С. Кучербаев // Научное обозрение. 2014. № 3. С. 50–52.
34. Солнцев А.Н. Совершенствование процесса торможения автопоезда большой габаритной длины: дис. канд. техн. наук по спец. 05.05.03 – автомобили и тракторы / А. Н. Солнцев. Москва: МАДИ, 2004. 167 с.
35. Чудаков О.И. Разработка закона распределения мощности между звеньями при прямолинейном движении автопоезда на основе анализа силовых факторов в сцепном устройстве: дис. канд. техн. наук по спец. 05.05.03 – автомобили и тракторы / О. И. Чудаков. Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017. 146 с.
36. Конструкции сцепных устройств / Машиностроение и компьютерные

технологии: электрон. научн.-техн. изд. Москва: МГТУ им. Баумана, 2012 [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.cyberlenmka.ru/articleIn/matematicheskae-modelirovanie-dvizhenqa-mnogazvennych>.

37. Лабзин В.А. Повышение технического уровня лесных машин путем улучшения экологической совместимости с окружающей средой: дис. канд. техн. наук по спец. 05.21.01 / В. А. Лабзин. 2000. С. 143.

38. Ясюкович Э.И. Имитационное моделирование курсового движения трехосного автомобиля со всеми управляемыми колесами // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. 2009. № 4. С. 60–67.

39. Шустов А.В. Оптимизация параметров силовой конструкции одноосного прицепа малотоннажного автопоезда для эксплуатации в различных дорожных условиях: монография / А.В. Шустов, Ю.Я. Комаров, С.В. Ганзин. Волгоград: ВолгГТУ, 2017. 148 с.

40. Баженов Е. Е. Разработка научных методов прогнозирования эксплуатационных свойств сочлененных наземных транспортно-технологических машин: дисс. д-ра техн. наук / Е. Е. Баженов. Москва: ФГУП „МАДИ”, 2011. 436 с.

41. Топалиди В. А. Перспективные большегрузные автопоезда для евроазиатских перевозок [Электронный ресурс]. Режим доступа: [http://www.irucio.rdiru-news/2007/62-94/21\)Тора-lidi_Uzdekistan_rus.pdf](http://www.irucio.rdiru-news/2007/62-94/21)Тора-lidi_Uzdekistan_rus.pdf).

42. Топалиди В. А. Модульный принцип формирования автопоездов для перевозок грузов Европа–Азия // Автомобильная пром. 2008. № 6. – С. 38–40.

43. До визначення показників маневреності триланкового причіпного автопоїзда / І. С. Мурований, В.П. Сахно, А.Є. Бондаренко, В.М. Глінчук // Вісник Північного наукового центру ТАУ. 2006. Окремий вип. 9. С. 102–108.

44. Маневреність триланкових автопоїздів / В. В. Стельмашук, В. П. Сахно, І.Ф. Вороніна, С.С. Угляниця // Вісник ЦНЦ ТАУ. 2004. Окремий вип. 7. С. 118–124.

45. Кальченко Б.И. Кинематика криволинейного движения трехзвенного автопоезда / Б. И. Кальченко, В. В. Редчиц, Е. В. Головина // Вісник НТУ “ХПІ”:

Транспортне машинобудування. 2017. № 4(1236). С. 21–28.

46. Сахно В.П. Результаты исследования устойчивости автопоездов различных компоновочных схем / В. П. Сахно, В. М. Поляков // Вісник ХНАДУ. 2012. Вип. 61–62. С. 185–189.

47. Оборудование для экспериментального исследования курсовой устойчивости движения легкового автомобиля / В. А. Макаров, А. А. Омельченко, А. О. Костенко, А. В. Кувшинов, А. В. Петров, В.П. Сахно // Вісник ДААТ. 2007. № 7. С. 48–57.

48. Експериментальні дослідження триланкових автопоїздів / І.Ф. Ворошіна, Р.М. Кузнецов, О. А. Ентлезі, К. В. Шкварко // Автошляховик України. 2005. № 8. С. 139–143.

49. Поляков В. М. Модульный автопоезд для дорожных экспериментальных испытаний / В. М. Поляков, А. Н. Тимков, А. В. Горпинюк // Автомобильный транспорт. ХНАДУ, 2003. Вип. 13. С. 68–70.

50. Woehrmann M. (2008). Fahrdynamische Analyse innovativer Nutzfahrzeug-Konzepte. FAT-Schriftenreihe. 2008/VDA, No. 220. 111 s.

51. Hoepke E. (1997). Der LKW europaeischen Strassengueter – und Kombinierten Verkehr. Denningen: Expert-Verlag. 258 s.

52. Hoepke E. (2006). Nutzfahrzeugtechnik. Grundlagen, Systeme, Komponenten/Vieweg Verlag. Muenchen. 514 s.

53. ISO Directive (EU) 2015/719 of the European Parliament and of the Council of 29 April 2015 amending Council Directive 96/53/EC laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorised dimensions in national and international traffic and the maximum authorised weights in international traffic (Text with EEA relevance) [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://eur-lex.europa.eu/legalcontent/EN/TXT/?uri=celex:32015L0719> Annex I (дата звернення: 15.11.2020).

54. Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996. *Official Journal L*, 235, 17/09/1996. P. 0059–0075.

55. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження автоцистерн

категорій N і O стосовно їх стійкості проти перекидання (Правила ЕЭК ООН № 111-00:2001, IDT): ДСТУ UN/ECE R 111-00:2002.

56. Bendel W., Pflug H.–Ch., Schoch D., Schroeter H. (2009). Endbericht zum Pilotversuch “Eurocombi”. Hsg. Landtag von Baden-Wuerttemberg. Daimler AG: Stuttgart. 96 p.

57. Foerg A., Suessmann A., Wenzelis A. (2014). Lang LKW: Auswirkung auf Fahrzeugsicherheit und Umwelt. Muenchen: Vieweg Verlag. 212 p.

58. UN|ECE (Hg). 2016 Modular Vehicle Combinations. Working Party on Brakes and Running Gear [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://www.2.Vnecc.org/wikidisplay/trans/MVC+1+session/>.

59. Fancher P., Winkler C. (2007). Directional performance issues in evaluation and design of articulated heavy vehicles. *Vehicle System Dynamics: Int. Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. No. 48. Pp. 36–47.

60. Fancher P., Winkler C., Erwin R., Zhang H. (2008). Using braking to control the lateral motion of full trailers. *Vehicle System Dynamics: Int. Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. No. 29. Pp. 17–18.

61. Marx B. (2016). Nickschwingungsdaempfung und Radlastmanagement fuer Traktorgespanne und Starrdeichselverbindung: diss...Dr.-Ing., Universitet Hohenheim, Aachen: Schaker Verlag. 180 p.

62. Lertonen T.I. (2005). Validation of an agricultural tractor MBS model. *Journal of Heavy Vehicle System*, No. 1 (12), pp. 16–27.

63. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. Москва: Машиностроение, 1990. 352 с.

64. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин / А. А. Силаев. Москва: Машиностроение, 1972. 192 с.

65. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. Москва: Машиностроение, 1972. 392 с.

66. Хачатуров А.А. (ред.) Динамика системы “дорога–шина–автомобиль–водитель” / А. А. Хачатуров (ред.). Москва: Машиностроение, 1976. 525 с.

67. Wallentowitz H. (2002). Vertikal/Querdynamik von Kraftfahrzeugen:

Federumgssystem, Fahrverhalten, Lenkung, Radanfhaengung. Aachen: FG Kraft fahrwesen. 342 p.

69. Аксенов А.И. Экспериментальное исследование устойчивости прямолинейного движения трехзвенного автопоезда / А.И. Аксенов, А.С. Андреев // Автомобильная пром. 1971. № 5. С. 12–14.

70. Аксенов А.И. Исследование устойчивости прямолинейного движения многозвенного автопоезда / А.И. Аксенов, В.В. Никольский // Автомобильная пром. 1972. № 4. С. 26–27.

71. Гладов Г.И. О маневренности трехзвенных автопоездов / Г.И. Гладов, С.Ю. Кузнецов // Труды МАДИ. 1979. Вып. 160. С. 41–47.

72. Зыков В. К. Моделирование и исследование движения многозвенного объекта в режиме граничного диалога (на примере автопоезда): дис. канд. техн. наук / В. К. Зыков. Владивосток, 1980. 127 с.

73. Павлов В.А. Транспортные прицепы и полуприцепы / В.А. Павлов., С. А. Муханов. Москва: Воениздат, 1981. 208 с.

74. Рашидов А.Р. Тракторные многозвенные трактора / А.Р. Рашидов. Ташкент: ТАДТ, 1981. 369 с.

75. Проскурин А.Н. Исследование тягово-цепного устройства с нелинейной упругой характеристикой: дис. канд. техн. наук по спец. 05.05.03 / А. Н. Проскурин. Днепропетровск, 1970. 164 с.

76. Сливинский Е.В. Улучшение эксплуатационных характеристик прицепных автотранспортных средств на основе эффективных научно-технических решений: дис. д-ра техн. наук по спец. 05.22.10 – эксплуатация автомобильного транспорта / Е.В. Сливинский. Орск: госуниверситет им. К.А. Бунина, 2010. 418 с.

77. Железнов Е.И. Повышение активной безопасности малотоннажных автопоездов при торможении: дис. д-ра техн. наук по спец. 05.05.03 / Е.И. Железнов. Волгоград, 2001. 415 с.

78. Железнов Р.Е. Обоснование и методика выбора параметров сцепного устройства малотоннажного автопоезда: дис. канд. техн. наук по спец. 05.05.03 /

Е. И. Железнов. Волгоград, 2015. 167 с.

79. Железнов Р.Е. О нагрузках в сцепном устройстве при торможении малотоннажного автопоезда / Р.Е. Железнов, Е.И. Железнов // Автомобильная пром. 2014. № 11. С. 13–16.

80. Горелов В.А. Математическое моделирование движения многозвенных колесных транспортных комплексов с учетом особенностей конструкций сцепных устройств // Наука и образование: электрон изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 21с. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/343394.html>

81. Горелов В.А. Результаты численного моделирования прямолинейного движения двухзвенного колесного транспортного комплекса по деформируемому грунту // Наука и образование: электрон. изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 11 с. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/330258.html>.

82. Ким В.А. Математическая модель ударного нагружения шарнирного пальца сцепного устройства седельного автопоезда / В.А. Ким, А.А. Полунгян // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2004. № 2. С. 51–62.

83. Василевский В. И. Теоретическое и экспериментальное определение сил в сцепке седельного автопоезда // Вестник Белорус. ГСХА. 2017. С. 131–136.

84. Малюгин Т.Т. Исследование влияния упругого сцепа на изменение тягового усилия при вспашке: автореф. канд. дис. канд. техн. наук / Т.Т. Малюгин. Киев, 1956. 23 с.

85. Нуржауров А.Н. Исследование влияния сцепных устройств на динамику МТА при разгоне и работе с неустановившейся нагрузкой: автореф. канд. дис. по спец. 05.05.03 – автомобили и тракторы / А.Н. Нуржауров. Харьков: ХПИ, 1971. 23 с.

86. Михайличенко Н. А. Обоснование и разработка параметров упругих тягово-сцепных устройств к тракторным транспортным агрегатам: автореф. канд. дис. / Н.А. Михайличенко. Москва: НАТИ, 1989. 23 с.

87. Перчаткин Ю.В. Формирование и обеспечение технико-эксплуатационных свойств прицепного состава тракторного транспорта: автореф.

дисс. д-ра техн. наук по спец. 05.20.01 / Ю.В. Перчаткин. Оренбург, 2015. 38 с.

88. Алексеев С.А. Повышение эффективности использования машинно-тракторного агрегата путем совершенствования тягово-сцепного устройства: дисс. канд. техн. наук по спец. 05.20.03 / С.А. Алексеев. Саратов, 2002. 156 с.

89. Мандрик И.И. Улучшение эксплуатационных показателей многозвенных тракторных поездов за счет совершенствования тягово-сцепного устройства: дисс. канд. техн. наук по спец. 05.20.03 / И.И. Мандрик. Саратов, 2000. 168 с.

90. Сивицкий Д. В. Повышение эффективности использования тракторно-транспортного агрегата за счет применения устройства снижения амплитуды колебаний прицепа: автореф. канд. дис. по спец. 05.20.03 / Д.В. Сивицкий. Саратов, 2006. 24 с.

91. Патент 2270102 Российская Федерация, МПК В60Д, 1/145. Автоматическое устройство снижения курсового увода прицепа тракторного поезда / заявители и патентообладатели П.П. Гамаюнов, Н.Я. Каленников, Д.В. Сивицкий, А.М. Гамаюнов, К.А. Алексеев, С.В. Погорелов, А.А. Лукьянов. 2004114063/11; заявл. 06.05.2004; опубл. 20.02.2006, Блок № 5. 10 с.

92. Патент 38679 Российская Федерация, МПК В60D, 1/145 тягово-сцепное устройство многозвенного транспортного поезда / заявители и патентообладатели П.П. Гамаюнов, В.И. Цыпцын, С.В. Погорелов, А.М. Гамаюнов, Д.В. Сивецкий, А.Г. Кузнецов. 2004104281/20; заявл. 16.02.2004; опубл. 10.07.2004; бюл. № 19.3 с.

93. Патент 2213015 Российская Федерация, МПК В60D, 1/14 тягово-сцепное устройство / заявители и патентообладатели П.П. Гамаюнов, А.М. Гамаюнов, С.В. Погорелов, Д.В. Сивицкий. 200 2107788/28; заявл. 26.03.2002; опубл. 27.09.2003, Бюл. № 27. 5 с.

94. Вплив навантаження на тягово-зчпний пристрій на стійкість руху автопоїзда категорії М1 у перехідних режимах руху / В.П. Сахно, Р.М. Кузнецов, В.В. Стельмашук, Л.С. Козачук // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Луцьк: ЛНТУ, 2015. № 1(3). С. 148–157.

95. Онищук В.П. Забезпечення стійкості автопоїзда для перевезення контейнерів: дис. канд. техн. наук, спец. 05.22.02 / В.П. Онищук. Львів, 2012.

162с.

96. Андреев А. С. Кинематический анализ криволинейного движения многозвенного прицепного автопоезда / А. С. Андреев, В. А. Павлов // Автомобильная пром. 1969. № 3. С. 8–10.

97. Маланин В.В. Горизонтально-поперечная устойчивость полуприцепа с учетом зазора в сцепном устройстве / В. В. Маланин, В. В. Аюпов // Известия вузов. 1982. № 8. С. 75–78.

98. Dietz O. (1938). Pendelerscheinungen an Strassen Anhaengerzuegen/ Deutsche Kraftfahrforchung und Strassenverkehrstechnik, Heft 16. S. 11–17.

99. Dietz O. (2011). Ueber das Spuren und Pendeln von Lastkrafwagen-Anhaengern / ATZ. No. 41. Pp. 427–429.

100. Zomotor A. (1987). Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. Wuerzbuig: Vogel Verlag. 278 p.

101. Pflug H.-Chr. (1983). Rechnerische Untersuehmig des Pendelschwingverhaltens dreigliedriger Lastzuege: Diss.Dr.-Ing., TU Hannover. 171 p.

102. Tayler D. (1980). Nonlinear Stability and Response of Cos-Trailer Combination. SAE Paper. 800152. 17 p.

103. Weber R., Hahn W.-D. (1986). Laengskraefte in den Verbindungstellen schwerer Lastzuege / Automobil-Industrie. Nr. 3. Pp. 293–299.

104. Meyr H. (1961). Das schwingstechnische Auslegung der Verbindungstelle zwischen Kraftfahrzeug und Anhaenger: Dissertation Dr.-Ing., TU Hannover. 162 p.

105. Muenster M. (1991). Fahrverhalten von Lkw mit Zentralachsanhaengern / FAT Schriftenreihe. Nr. 90. Frankfurt: Heirich Verlag. 169 p.

106. Aurell J., Wadman Th. (2007). Vehicle combinations based an the modulus concept. Back ground and analysis. Stockholm: Nordiska Vatgtekniska Foerbndet. Report. No. 1. Pp. 11–19.

107. Kharpazi S. (2012). Stering Based Lateral Performance Control of Long Heavy Vehicle Combinations: Thesis of Dr. Ph. Sweden, Ljothenburg: Chselmers University of Technology. 63 p.

108. Lee H., Tomizuka M. (2001). Coordinated longitudinal and lateral motion

control of vehicles for IVHS. Dynamic System, Measurement and Control. Vol. 123. Pp. 535–543.

109. Патент № 2101196. МПК (2006.01) B60D 1/00, B60D 1/145. Буксирний пристрій / Савиновских Андрей Геннадьевич, Келлер Андрей Владимирович. СССР № 1768407. Заявл. 1995.11.30. Опубл. 1998.01.10.

110. Патент № 2127198. МПК (2006.01) B60D 1/14. Тягово-зчіпний пристрій для з'єднання тягача з колісним причепом / В. И. Цыпцын, П. П. Гамаюнов, В. В. Нехорошев, И. И. Мандрик, П. И. Мандрик. SU 645538A. Заявл. 1997.12.02. Опубл. 1999.03.10.

111. Патент № 2361748. МПК (2006.01) B60D 1/01. Сідлово-зчіпний пристрій / П. П. Гамаюнов, А. А. Лукьянов, Д. С. Катков, С. А. Алексеев. SU 1620336 A1. Заявл. 2007.12.17. Опубл. 2009.07.20.

112. Патент № 2483963. МПК (2006.01) B60D 53/08. Спосіб і система для регулювання лінійного положення сідлово-зчіпного пристрою / Альбериус Густав, Коллин Морган, Лестандер Стен-Эрик (SE). WO 2007068762 A1. Заявл. 2009.11.30. Опубл. 2013.06.10.

113. Патент № 2255018. МПК (2006.01) B60D 53/04. Великовантажний автопоїзд / В. И. Цыпцын, П. П. Гамаюнов, В. В. Нехорошев, И. И. Мандрик, П. И. Мандрик. SU 645538A. Заявл. 1997.12.02. Опубл. 1999.03.10.

114. Патент № 2314960. МПК (2006.01) B62D 53/00, B60D 1/14. Автопоїзд / Е. В. Сливинский, М. С. Тимофеев, Т. А. Мирохан (RU). RU 2214338 C1. Заявл. 2006.06.21. Опубл. 2008.01.20.

115. Патент № 2484996. МПК (2006.01) B62D 12/00, B62D 53/02, E01C 19/26. Шарнірна конфігурація для з'єднання двох частин транспортного засобу і автомобіля / Анликер Христоф, Джованолі Лино (CH). DE 3136158 A1. Заявл. 2009.02.12. Опубл. 2013.06.20.

116. Этапы разработки легкового автомобиля: учеб. пособ. / Е.У. Исаев, Н.С. Соломатин, В.В. Ковтун, В.М. Карпов. Тольятти: ТГУ, 2004. 113 с.

117. Компания Parametric Technology Corporation [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.ptc.com.

118. Компанія The MathWorks Incorporation [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.mathworks.com.
119. Компанія Wolfram Research Incorporation [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://mathworld.wolfram.com>.
120. Компанія Waterloo Maple Incorporation [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.maplesoft.com.
121. Modelica language [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.modelica.org.
122. Компанія Autodesk Incorporation [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.autodesk.com.
123. Multi-platform CATIA (Computer Aided Three-dimensional Interactive Application) [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.3ds.com/products-services/catia.
124. Система автоматизованого проектування T-FLEX CAD [Електронний ресурс]. Режим доступу: tflex.com.
125. Компанія АСКОН [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.kompas.vn.ua.
126. Компанія ANSYS [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.ansys.com.
127. Siemens PLM Software Products [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.plm.automation.siemens.com.
128. Компанія SolidWorks Corporation [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.solidworks.com.
129. Database management system Microsoft Access [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://office.microsoft.com/en-001/access>.
130. Database management system Lotus Approach [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.lotus.com/
131. Database management system Dbase [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.dbase.com.
132. Procedural programming language Visual FoxPro [Електронний ресурс].

Режим доступа: microsoft-visual-foxpro.software.informer.com.

133. Компания Oracle Corporation [Электронный ресурс]. Режим доступа: www.oracle.com.

134. Система управления реляционными базами данных Microsoft SQL Server [Электронный ресурс]. Режим доступа: microsoft-sql-server.softpedia.com.

135. Нестеров М.М. Мезоморфные вычислительные среды / М.М. Нестеров, В.Н. Трифанов // Научное приборостроение. 2000. Т. 10, № 2. С. 20–34.

136. Цвиркун А.Д. Основы синтеза структуры сложных систем / А.Д. Цвиркун. Москва: Наука, 1982. 200 с.

137. Зінько Р.В. Морфологічне середовище для дослідження технічних систем: монографія / Р.В. Зінько. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2014. 386 с.

138. Зінько Р.В. Основи конструктивного синтезу та динаміка спеціальних автомобілів і технологічних машин: монографія / Р.В. Зінько, Л.В. Крайник, О.З. Горбай. Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2019. 344 с.

139. Ландау Л.Д. Теоретическая физика: учеб. пособ. / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. В 10-ти т. Т.І. Механика. Москва: Наука, 1988. 435 с.

140. Лурье А. И. Аналитическая механика / А.И. Лурье. М.: Физматгиз, 1961. 824 с.

141. Лагутин В.Л. Некоторые особенности работы второй ступени рессорного подвешивания несамоходной тележки для транспортировки опасных грузов // Science and Education a New Dimension. Natural and Technical Science. 2013. Vol. 8. С. 110–112.

ДОДАТКИ

Додаток А
Виведення рівнянь математичної моделі ТЛАП

Координати точки O_2 (початку координатної системи $X_2O_2Z_2$) у системі координат $X_1O_1Z_1$:

$$\begin{cases} {}^1x_{O_2} = a - ({}^2x_D \cdot \cos \omega - u_2 \cdot \sin \omega); \\ {}^1y_{O_2} = b - ({}^2x_D \cdot \sin \omega + u_2 \cdot \cos \omega); \end{cases}$$

де a , b , 2x_D , u_2 – координати точки D у системах координат $X_1O_1Z_1$, $X_2O_2Z_2$.

Координати центру мас легкового автомобіля у системі координат XOZ :

$$\begin{cases} x_{CT} = x_{O_1} + (V_1 \cdot \cos \varphi - W_1 \cdot \sin \varphi); \\ z_{CT} = z_{O_1} + (V_1 \cdot \sin \varphi + W_1 \cdot \cos \varphi); \end{cases}$$

де x_{O_1} , z_{O_1} – координати точки O_1 (початку координатної системи $X_1O_1Z_1$) у системі координат XOZ ; V_1 , W_1 – координати центру мас легкового автомобіля у системі координат $X_1O_1Z_1$. Координати центру мас напівпричепу у системі координат XOZ :

$$\begin{cases} x_{CT} = x_{O_1} + \{ [a - ({}^2x_D \cdot \cos \omega - u_2 \cdot \sin \omega)] \cdot \cos \varphi - [b - ({}^2x_D \cdot \sin \omega + u_2 \cdot \cos \omega)] \cdot \sin \varphi \} + \\ + [V_2 \cdot \cos(\varphi + \psi) - W_2 \cdot \sin(\varphi + \psi)] \\ z_{CT} = z_{O_1} + \{ [a - ({}^2x_D \cdot \cos \omega - u_2 \cdot \sin \omega)] \cdot \sin \varphi + [b - ({}^2x_D \cdot \sin \omega + u_2 \cdot \cos \omega)] \cdot \cos \varphi \} + \\ + [V_2 \cdot \sin(\varphi + \psi) + W_2 \cdot \cos(\varphi + \psi)] \end{cases}$$

де V_2 , W_2 – координати центру мас напівпричепу у системі координат $X_2O_2Z_2$.

Позначимо:

$$\begin{cases} L_1(\varphi) = V_1 \cdot \sin \varphi + W_1 \cdot \cos \varphi; \\ L_2(\varphi) = V_1 \cdot \cos \varphi - W_1 \cdot \sin \varphi; \end{cases}$$

$$\begin{cases} l_1(\varphi, \psi) = V_2 \cdot \sin(\varphi + \psi) + W_2 \cdot \cos(\varphi + \psi); \\ l_2(\varphi, \psi) = V_2 \cdot \cos(\varphi + \psi) - W_2 \cdot \sin(\varphi + \psi); \end{cases}$$

$$\begin{cases} L_3(\varphi) = a \cdot \sin \varphi + b \cdot \cos \varphi; \\ L_4(\varphi) = a \cdot \cos \varphi - b \cdot \sin \varphi; \end{cases}$$

$$\begin{cases} a_1(\varphi, \omega, {}^2x_D) = {}^2x_D \cdot \sin(\varphi + \omega) + u_2 \cdot \cos(\varphi + \omega) - l_1(\varphi, \omega); \\ a_2(\varphi, \omega, {}^2x_D) = {}^2x_D \cdot \cos(\varphi + \omega) - u_2 \cdot \sin(\varphi + \omega) - l_2(\varphi, \omega); \end{cases}$$

Тоді

$$\begin{cases} x_{CT} = x_{o_1} + L_2(\varphi); \\ z_{CT} = z_{o_1} + L_1(\varphi); \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_{CII} = x_{o_1} + L_4(\varphi) - a_2(\varphi, \psi, x_D); \\ z_{CT} = z_{o_1} + L_3(\varphi) - a_1(\varphi, \psi, x_D); \end{cases}$$

Кінетична енергія інерційних елементів ТЛАП з ТЗП:

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} m_T \cdot \left\{ \dot{x}_T - \dot{\varphi} \cdot L_1(\varphi) \right\}^2 + \left\{ z_T - \dot{\varphi} \cdot L_2(\varphi) \right\}^2 + \frac{1}{2} I_T \cdot (\dot{\varphi})^2 + \\ & + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n I_{KTj} \cdot (\dot{\varphi}_{KTj})^2 + \frac{1}{2} m_{II} \cdot \left\{ \dot{x}_T - \dot{\varphi} \cdot L_3(\varphi) - \dot{x}_D \cdot \cos(\varphi + u) + \right. \\ & + (\dot{\varphi} + \dot{u}) \cdot a_1(\varphi, u, x_D) \left. \right\}^2 + \\ & + \left\{ \dot{z}_T + \dot{\varphi} \cdot L_4(\varphi) - \dot{x}_D \cdot \sin(\varphi + u) - (\dot{\varphi} + \dot{u}) \cdot a_2(\varphi, u, x_D) \right\}^2 + \\ & + \frac{1}{2} I_{II} \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi})^2. \end{aligned} \quad (A.1)$$

Ліві частини рівнянь Лагранжа другого роду для узагальнених координат:

$$q_1 = x_T.$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial(\dot{x}_T)} \right) - \frac{\partial T}{\partial(x_T)} = & \frac{1}{2} m_T \cdot \left[\ddot{x}_T - \ddot{\varphi} \cdot L_1(\varphi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_2(\varphi) \right] + \\ & + m_{II} \cdot \left[\ddot{x}_T - \ddot{\varphi} \cdot L_3(\varphi) - \ddot{x}_D \cdot \cos(\varphi + u) + (\ddot{\varphi} + \ddot{u}) \cdot a_1(\varphi, u, x_D) - \right. \\ & \left. - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_4(\varphi) + 2 \dot{x}_D \cdot (\dot{\varphi} + \dot{u}) \sin(\varphi + u) + (\dot{\varphi} + \dot{u})^2 \cdot a_2(\varphi, u, x_D) \right]. \end{aligned} \quad (A.2)$$

$$q_2 = z_T;$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial(\dot{z}_T)} \right) - \frac{\partial T}{\partial(z_T)} = & m_T \cdot \left[\ddot{z}_T + \ddot{\varphi} \cdot L_2(\varphi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_1(\varphi) \right] + \\ & + m_{II} \cdot \left[\ddot{z}_T + \ddot{\varphi} \cdot L_4(\varphi) - \ddot{x}_D \cdot \sin(\varphi + u) - (\ddot{\varphi} + \ddot{u}) \cdot a_2(\varphi, u, x_D) - \right. \\ & \left. - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_3(\varphi) - 2 \dot{x}_D \cdot (\dot{\varphi} + \dot{u}) \cos(\varphi + u) + (\dot{\varphi} + \dot{u})^2 \cdot a_1(\varphi, u, x_D) \right]. \end{aligned} \quad (A.3)$$

$$q_3 = \gamma;$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial(\dot{\gamma})} \right) - \frac{\partial T}{\partial(\gamma)} = & m_T \cdot \left[-\ddot{x}_T \cdot L_1(\varphi) + \ddot{z}_T \cdot L_2(\varphi) + \ddot{\gamma} \cdot (V_1^2 + W_1^2) \right] + I_T \cdot \ddot{\gamma} + \\ & + m_{II} \cdot \left\{ \left[\ddot{x}_T - \ddot{\varphi} \cdot L_3(\varphi) - \ddot{x}_D \cdot \cos(\varphi + u) + (\ddot{\varphi} + \ddot{u}) \cdot a_1(\varphi, u, x_D) + \right. \right. \\ & + (\dot{\varphi} + \dot{u})^2 \cdot a_2(\varphi, u, x_D) - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_4(\varphi) + 2 \dot{x}_D \cdot (\dot{\varphi} + \dot{u}) \cdot \sin(\varphi + u) \left. \right\} \\ & \cdot \left[-L_3(\varphi) + a_1(\varphi, u, x_D) \right] + \left[\ddot{z}_T + \ddot{\gamma} \cdot L_4(\varphi) - \ddot{x}_D \cdot \sin(\varphi + u) - \right. \\ & \left. - (\ddot{\varphi} + \ddot{u}) \cdot a_2(\varphi, u, x_D) - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_3(\varphi) - 2 \dot{x}_D \cdot (\dot{\varphi} + \dot{u}) \cdot \cos(\varphi + u) + \right. \\ & \left. + (\dot{\varphi} + \dot{u}) \cdot a_1(\varphi, u, x_D) \right] \left[L_4(\varphi) - a_2(\varphi, u, x_D) \right] + I_{II} \cdot (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}). \end{aligned} \quad (A.4)$$

$$q_4 = X_{III};$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial (\dot{x}_{\Pi 1})} \right) - \frac{\partial T}{\partial (x_{\Pi 1})} = m_{\Pi} \cdot \{ [\ddot{x}_T - \dot{\gamma} \cdot L_3(\varphi) - \dot{\gamma}^2 \ddot{x}_D \cdot \cos(\varphi + u) + \\ + (\ddot{\varphi} + \ddot{u}) \cdot a_1(\varphi, u, x_D) - \dot{\gamma}^2 \cdot L_4(\varphi) + 2 \cdot (\dot{\varphi} + \dot{u}) \cdot \dot{x}_D \cdot \sin(\varphi + u) + \\ + (\dot{\varphi} + \dot{u})^2 \cdot a_2(\varphi, u, x_D)] \cdot [a_1(\varphi, u, x_D)] + \\ + [\ddot{z}_T + \ddot{\varphi} \cdot L_4(\varphi) - \dot{\gamma}^2 \ddot{x}_D \cdot \sin(\varphi + u) - (\ddot{\varphi} + \ddot{u}) \cdot a_2(\varphi, u, x_D) - \dot{\gamma}^2 \cdot L_5(\varphi) - \\ - 2 \cdot (\dot{\varphi} + \dot{u}) \cdot \dot{x}_D \cdot \cos(\varphi + u) + (\dot{\varphi} + \dot{u}) \cdot a_1(\varphi, u, x_D)] \cdot [-a_2(\varphi, u, x_D)] \}. \end{aligned} \quad (A.5)$$

$$q_5 = x_{\Pi 2};$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial (\dot{x}_{\Pi 2})} \right) - \frac{\partial T}{\partial (x_{\Pi 2})} = m_{\Pi} \cdot \{ [\ddot{x}_T - \dot{\gamma} \cdot L_3(\varphi) - \dot{\gamma}^2 \ddot{x}_D \cdot \cos(\varphi + u) + \\ + (\ddot{\varphi} + \ddot{u}) \cdot a_1(\varphi, u, x_D) - \dot{\gamma}^2 \cdot L_4(\varphi) - 2 \cdot (\dot{\varphi} + \dot{u}) \cdot \dot{x}_D \cdot \sin(\varphi + u) + \\ + (\dot{\varphi} + \dot{u}) \cdot a_2(\varphi, u, x_D)] \cdot [-\cos(\varphi + u)] + \\ + [\ddot{z}_T + \dot{\gamma} \cdot L_4(\varphi) - \dot{\gamma}^2 \ddot{x}_D \cdot \sin(\varphi + u) - (\ddot{\varphi} + \ddot{u}) \cdot a_2(\varphi, u, x_D) - \dot{\gamma}^2 \cdot L_5(\varphi) - \\ - 2 \cdot (\dot{\varphi} + \dot{u}) \cdot \dot{x}_D \cdot \cos(\varphi + u) + (\dot{\varphi} + \dot{u}) \cdot a_1(\varphi, u, x_D)] \cdot [-\sin(\varphi + u)] \}. \end{aligned} \quad (A.6)$$

$$q_{5+j} = \varphi_j;$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial (\dot{\varphi}_j)} \right) - \frac{\partial T}{\partial (\varphi_j)} = I_{Kj} \cdot \ddot{\varphi}_j; j=1, \dots, m. \quad (A.7)$$

Правими частинами рівняння Лагранжа II-го роду є узагальнені сили для відповідних узагальнених координат. Визначимо ці узагальнені сили.

При наданні узагальненої координаті x_{01} можливого переміщення δx_{01} виконують роботу тяговий момент ведучих коліс $M_{\text{тяг.}j}$ і момент опору коченню ведучих та керованих коліс ($M_{\text{он.}j}$).

Тяговий момент колеса j -го ведучого моста при відсутності проковзування між ним і опорною поверхнею дороги дорівнює:

$$M_{\text{тяг.}j} = C_{Kj}^T \cdot \left[(\varphi_j - \varphi_j^{\text{ноч}}) - \int_{t_{\text{ноо}}}^t \frac{\sqrt{(x_{\text{ОП.}j})^2 + (z_{\text{ОП.}j})^2} dt}{R_k} \right];$$

або наближено

$$M_{\text{тяг.}j} = C_{Kj}^T \cdot \left[(\varphi_j - \varphi_j^{\text{ноч}}) - \frac{\sqrt{(x_{\text{ОП.}j} - x_{\text{ОП.}j}^{\text{ноч}})^2 + (z_{\text{ОП.}j} - z_{\text{ОП.}j}^{\text{ноч}})^2}}{R_k} \right];$$

де C_{Kj}^T – жорсткість колеса в тангенціальному напрямку j -го ведучого моста

тягача ТЛАП.

Пружна деформація j -ої опори шасі складається з деформацій її ресор ΔL_{Pj} та радіальної деформації ΔL_{Kj} колеса; $j = 1, \dots, m_1$, де m_1 – загальна кількість опор шасі.

Сумарна жорсткість послідовно з'єднаних пружних елементів "ресори-колеса" дорівнює:

$$C_{OP,j} = \frac{C_{Pj} \cdot C_{Kj}^P}{C_{Pj} + C_{Kj}^P},$$

де C_{Pj} , C_{Kj}^P – жорсткості: радіальна колеса та ресори.

Координати точки OP_j в рухомих $X_1O_1Z_1$, $X_2O_2Z_2$ та нерухомій XOZ координатних системах запишемо у вигляді:

$$\begin{cases} {}^1x_{OP,j}, {}^1z_{OP,j}; \\ x_{OP,j} = x_{01} + L_{5j}; \\ z_{OP,j} = z_{01} + L_{6j}; \end{cases}$$

де

$$\begin{aligned} L_{5j} &= {}^1x_{OP,j} \cdot \cos(\varphi) - {}^1z_{OP,j} \cdot \sin(\varphi); \\ L_{6j} &= {}^1x_{OP,j} \cdot \sin(\varphi) + {}^1z_{OP,j} \cdot \cos(\varphi); \quad j = 1, \dots, m_1. \end{aligned}$$

Вільна висота L_{OPj}^V j -ої опори САТКГМ складається з вигину ресори або довжини пружини L_{Pj}^V у вільному стані та радіуса ненавантаженого колеса R_k , тобто $L_{OP,j}^V = L_{Pj}^V + R_k$.

Деформація ΔL_{OPj} j -ої опори шасі дорівнює

$$\Delta L_{OPj} = L_{OP,j}^V - [z_{OPj} - z_d(x_{OPj})]$$

Сила пружної деформації j -ої опори шасі набуде вигляду:

$$F_{OP,j} = C_{OP,j} \cdot \Delta L_{OPj} = C_{OP,j} \cdot [L_{OP,j}^V - [z_{OPj} - z_d(x_{OPj})]]; \quad j = 1 \dots m_1;$$

Сила опору коченню j -го колеса, що передається на шасі ТЛАП, дорівнює

$$F_{op,j}^k = -\text{sign}(\dot{x}_{01}) \cdot f_d \cdot F_{OPj}$$

Узагальнена сила, що відповідає узагальненій координаті x_{01} , має вигляд:

$$\begin{aligned}
 Q_{(x_{01})} = & \left[\sum_{j=1}^m \frac{C_{kj}^T}{R_k} \cdot \left[(\varphi_j - \varphi_j^{\text{поч}}) - \frac{\sqrt{\left(x_{\text{оп.}j} - x_{\text{оп.}j}^{\text{поч}}\right)^2 + \left(z_{\text{оп.}j} - z_{\text{оп.}j}^{\text{поч}}\right)^2}}{R_k} \right] - \right. \\
 & - \text{sign}(\dot{x}_{01}) \cdot f_d \cdot \sum_{j=1}^{m_1} C_{\text{оп.}j} \cdot \left\{ L_{\text{оп.}j}^V - \left[z_{\text{оп.}j} - z_d(x_{\text{оп.}j}) \right] \right\} \cdot \cos \beta - \\
 & - \sin \beta \cdot \sum_{j=1}^{m_1} \left\{ C_{\text{оп.}j} \cdot \left\{ L_{\text{оп.}j}^V - \left[z_{\text{оп.}j} - z_d(x_{\text{оп.}j}) \right] \right\} + \alpha_{\text{оп.}j} \cdot \right. \\
 & \cdot M_j \cdot \left. \left\{ z_{\text{оп.}j} - \frac{\partial \left[z_d(x_{\text{оп.}j}) \right]}{\partial (x_{\text{оп.}j})} \cdot x_{\text{оп.}j} \right\} \right\}.
 \end{aligned} \tag{A.8}$$

де M_j – коефіцієнт, що враховує розташування амортизатора між корпусами тягача і напівпричепа ТЛАП та їх j -им колісним мостом.

При наданні узагальненій координаті z_{01} можливого переміщення δz_{01} роботу виконують сили ваги шасі \bar{G}_{ch} , кузова \bar{G}_k , вантажів \bar{G}_i , сили пружних деформацій опор шасі $F_{\text{оп.}j}$.

Узагальнена сила, що відповідає узагальненій координаті z_{01} , має вигляд:

$$\begin{aligned}
 Q_{(z_{01})} = & - \left(m_{ch} + m_k + \sum_{i=1}^n m_{Vi} \right) g + \left\{ \sum_{j=1}^m \frac{C_{kj}^T}{R_k} \cdot \left[(\varphi_j - \varphi_j^{\text{поч}}) - \right. \right. \\
 & \left. \left. - \frac{\sqrt{\left(x_{\text{оп.}j} - x_{\text{оп.}j}^{\text{поч}}\right)^2 + \left(z_{\text{оп.}j} - z_{\text{оп.}j}^{\text{поч}}\right)^2}}{R_k} \right] - \right. \\
 & - \text{sign}(\dot{x}_{01}) \cdot f_d \cdot \sum_{j=1}^{m_1} C_{\text{оп.}j} \cdot \left\{ L_{\text{оп.}j}^V - \left[z_{\text{оп.}j} - z_d(x_{\text{оп.}j}) \right] \right\} \cdot \sin \beta -
 \end{aligned} \tag{A.9}$$

$$-\cos\beta \cdot \sum_{j=1}^{m_1} \left\{ C_{OP,j} \cdot \left\{ L_{OP,j}^V - \left[z_{OP,j} - z_d(x_{OP,j}) \right] \right\} + \right. \\ \left. + \alpha_{OP,j} \cdot M_j \cdot \left\{ z_{OP,j} - \frac{\partial \left[z_d(x_{OP,j}) \right]}{\partial (x_{OP,j})} \cdot x_{OP,j} \right\} \right\}.$$

При наданні узагальненій координаті φ можливої зміни $\delta\varphi$, будуть виконувати роботу: сили тяжіння шасі (\bar{G}_{ch}), кузова з вантажами ($\bar{G}_k, \bar{G}_{Vi}, i = 1, \dots, n$); сили пружних деформацій опор шасі (колеса разом із підвісками) – ($\bar{F}_{on,j}; j = 1 \dots m_1$). Моменти від сили тяжіння $\bar{G}_{ch}, \bar{G}_{kv}$ відносно початку системи координат $X_1O_1Z_1$ дорівнюють

$$\begin{cases} M_{G_T} = G_T \cdot (x_{CT} \cos(\varphi) - z_{CT} \sin(\varphi)) = m_T \cdot g \cdot L_1(\varphi); \\ M_{G_{II}} = G_{II} \cdot (x_{CII} \cos(\varphi) - z_{CII} \sin(\varphi)) = m_{II} \cdot g \cdot L_3(\varphi). \end{cases}$$

Моменти сил $F_{OP,j}$ відносно початку системи координат $X_1O_1Z_1$ дорівнюють:

$$M_{F_{OP,j}} = F_{OP,j} (x_{OP,j} - x_{O1}) = F_{OP,j} \cdot L_{5j}, \quad j = 1 \dots m_1. \quad (A.10)$$

Тоді узагальнена сила $Q_{q_3} = Q_{(\varphi)}$ набуде вигляду:

$$Q_{\varphi} = -g \cdot (m_{ch} \cdot L_1 + m_k \cdot L_3) + \sum_{j=1}^{m_1} L_{5j} \cdot \left\{ C_{OP,j} \cdot \left\{ L_{OP,j}^V - \left[z_{OP,j} - z_d(x_{OP,j}) \right] - \right. \right. \\ \left. \left. - \alpha_j \cdot M_j \cdot \left\{ z_{OP,j} - \frac{\partial \left[z_d(x_{OP,j}) \right]}{\partial (x_{OP,j})} \cdot x_{OP,j} \right\} \right\} \right\} \quad (A.11)$$

При наданні узагальненій координаті $q_{5+j} = \varphi_j, j = 1, \dots, m$ можливої зміни $\delta\varphi_j$ роботу виконують: - приведений до осі j -го ведучого колеса крутний момент від двигуна M_{kj} ; - тяговий момент j -го ведучого колеса, якщо немає проковзування між ним і опорною поверхнею дороги $M_{тяг,j}$.

Тоді узагальнена сила $Q_{q_{5+j}} = Q(\varphi_j)$ набуде вигляду:

$$Q_{(\varphi_j)} = M_{kj} - C_{kj}^T \cdot \left[(\varphi_j - \varphi_j^{noc}) - \frac{\sqrt{(x_{опj} - x_{опj}^{noc})^2 + (z_{опj} - z_{опj}^{noc})^2}}{R_k} \right], j=1, \dots, m; \quad (A.12)$$

де задані функції:

$$M_{kj} = \begin{cases} M_{kj}(\dot{\varphi}_j) \\ M_{gal,j}(t) = M_{gal,max} \cdot \arctg(a \cdot t) \end{cases}$$

момент, з яким силовий агрегат діє через трансмісію на вал колеса j -го ведучого моста, тягача ТЛАП, $j = 1, \dots, m$;

момент, який створює гальмо колеса j -го моста САТКГМ, $j = 1, \dots, m$;

момент $M_{kj}(\dot{\varphi}_j)$ визначений сплайн апроксимацією з тягово-швидкісної характеристики силового агрегату автомобіля підвищеної прохідності конкретної моделі;

- $\dot{\varphi}_j$ – швидкість зміни узагальненої координати φ_j , тобто кутова швидкість вала колеса j -го ведучого моста; t – час.

Об'єднуючи вирази (A.2)-(A.7) із виразами (A.8)-(A.12) отримаємо диференціальні рівняння руху основних елементів ТЛАП з пневматичним ТЗП у такому вигляді:

$$I_{T_{kj}} \ddot{\varphi}_j = M_{kj} - C_{kj}^T \cdot \left[(\varphi_j - \varphi_j^{noc}) - \frac{\sqrt{(x_{опj} - x_{опj}^{noc})^2 + (z_{опj} - z_{опj}^{noc})^2}}{R_k} \right], j=1, \dots, m.$$

Методика інженерного розрахунку пневматичного ТЗП

Вибір пневмобалона

Пневмобалон вибираємо на основі статичного навантаження, робочого тиску в системі та геометричних розмірів.

Вибір амортизатора

Амортизатори класифікують за типами й усередині кожного типу за типорозмірами. Конкретний тип амортизатора вибирають із урахуванням умов експлуатації пристрою і статичного навантаження на амортизатор. У довідкових даних наводять або номінальні навантаження на амортизатор, або діапазон навантажень. В цьому випадку, якщо задано:

$$P_{\text{ном, то } P_{\text{min}} = 0,7 P_{\text{ном}}; P_{\text{min}} = 1,3 P_{\text{ном}}$$

Типорозмір амортизатора вибирають на підставі такої нерівності:

$$P_{\text{min}} < P_i < P_{\text{max}}$$

тобто розрахункова реакція повинна міститися в діапазоні $P_{\text{min}} \dots P_{\text{max}}$.

Розрахунок трубопроводів ПТЗП

Як трубопроводи раціонально використати стандартні трубки, що застосовують на автомобілях. Поліамідні труби, призначені для трубопроводів гальмівного пневматичного приводу транспортних засобів, виготовляють із поліаміду 11 Rilsan MB3504HPnoir. Труби є одностінною циліндричною конструкцією і виготовляються методом екструзії.

Труби працездатні в діапазоні температур від мінус 50 °С до плюс 100 °С і за максимального робочого тиску в гальмівній системі 1,2 МПа.

За фізико-механічними показниками згідно із ТУ 2247-002-14906566-2004 труби повинні відповідати вимогам:

- герметичність за випробувального тиску 1,2 МПа;
- мінімальний руйнівний тиск – 4,8 МПа;
- міцність за температури –50 °С та руйнівного тиску 3,84 МПа;
- міцність за пульсуючого тиску за температури + 100 °С, руйнівний тиск

не менше ніж 4,8 МПа.

Використовувана трубка: Труба ПА 11-14 Х1,5 ТУ 2247-002-14906566-2004.

Об'єм трубопроводів обчислюють за формулою

$$V_{\text{ТП}} = \frac{\pi R^2 L_{\text{ТП}}}{2}$$

де $L_{\text{ТП}}$ – довжина трубопроводів;

R – внутрішній радіус.

Можна застосовувати поліамідні трубки із зовнішнім діаметром 14 мм і стінками завтовшки 1,5 мм. Відповідно внутрішній діаметр трубки становитиме 11 мм. Необхідна довжина трубопроводів приблизно дорівнює 2000 мм.

Підставляючи необхідні дані, знайдемо внутрішній об'єм трубопроводів

$$V_{\text{ТП}} = \frac{3,14 \cdot 5,5^2 \cdot 2000}{2} \approx 1 \text{ л}$$

Об'єм $V_{\text{С}}$ відповідно дорівнюватиме $0,5+1 = 1,5$ л, приймемо 2 л.

Напруження нагнітальних трубопроводів розраховують за формулами тонкостінного циліндра:

$$\sigma_p = \frac{P \cdot d}{2S}$$

де σ_p – допустиме напруження матеріалу труби розриву (по колу), яке зазвичай вибирають 30–35 % величини тимчасового опору, МПа;

P – максимальний тиск рідини, МПа;

d – зовнішній діаметр труби, мм;

S – товщина стінки труби, мм.

Напруження матеріалу труби під час нагнітання від компресора:

$$\sigma_p = \frac{1,1 \cdot 14}{2 \cdot 1,5} = 4,6 \text{ МПа}$$

Теоретичне допустиме напруження визначають за формулою

$$[\sigma_p] = 0,3 \cdot [\sigma_p]$$

$$[\sigma_p] = 0,3[\sigma_p] = 0,3 \cdot 100 = 30 \text{ МПа}$$

Запас міцності визначають за формулою $n = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_p}$

Звідси $n = 30/4,6 = 6,5$.

Задані матеріал і геометричні параметри трубопроводів задовольняють міцнісні вимоги, крім того, ці трубопроводи застосовують у серійному виробництві на автомобілях, що дає змогу знизити витрати на їх виготовлення, доволі великий коефіцієнт запасу дозволяє трубкам витримувати істотні перепади тиску, коли виходить з ладу регулювальний клапан.

Розрахунок компресора ПТЗП

Компресор повинен забезпечити повітрям ПТЗП. Усі подальші розрахунки системи виконують для ізометричного процесу стискування і розширення повітря.

Споживання повітря ПТЗП складається зі споживання повітря під час зміни навантаження причепа, рушання і гальмування ТП, компенсації витоків повітря і компенсації зміни об'єму повітря внаслідок зміни його температури.

Кількість повітря, яку повинен подати компресор з атмосфери під час зміни навантаження причепа, визначають за формулою:

Продуктивність компресора при $t = 20^{\circ}\text{C}$ и $P = 760$ мм рт. ст. (н.у.)

Тиск при н.у.:

$$P_{\text{н.у.}} = \frac{1 \cdot P}{P_{\Gamma}} = \frac{760}{735,5} = 1,033 \text{ атм} = 0,1033 \text{ МПа}$$

Густина повітря при н. у.:

$$P_{\text{н.у.}} = \frac{P_{\text{н.у.}}}{R \cdot T_{\text{н.у.}}} = \frac{103300}{287,1 \cdot 293} = 1,228 \text{ кг/м}^3$$

Густина повітря при вході (всмоктуванні):

$$P_{\text{вс.}} = \frac{P_{\text{вс.}}}{R \cdot T_{\text{вс.}}} = \frac{100000}{287,1 \cdot 293} = 1,189 \text{ кг/м}^3$$

Продуктивність (об'єм всмоктуваного повітря):

$$Q_{\text{в}} = \frac{P_{\text{вс.}} \cdot V_{\text{вс.}}}{P_{\text{н.у.}}} = \frac{1,189 \cdot 6}{1,228 \cdot 60} = 2,3 \text{ м}^3/\text{с} = 140 \text{ м}^3/\text{хв}$$

Максимальна продуктивність повітря є у разі повного навантаження, коли тиск у пневмобалоні максимальний (а також під час переїзду через одиночну

перешкоду) і під час рушання чи гальмування ТП із великими амплітудами деформації пневмобалона. Продуктивність повітря обчислюють за такою

$$\text{формулою: } Q_n = \frac{\eta_c \cdot \eta_p \cdot Q_v}{\tau},$$

де η_c – коефіцієнт змінності (прийmemo 0,2);

η_p – коефіцієнт нерівномірності (із регулятором без уповільнювача дорівнює 0,8);

τ – час до повного наповнення системи повітрям (прийmemo 5 хв).

$$Q_n = \frac{0,2 \cdot 0,8 \cdot 140}{5} = 4,48 \text{ л / хв}$$

Продуктивність компресора, необхідну для забезпечення роботи ПТЗП, визначимо за такою формулою:

$$Q_{en} = \eta_z \cdot Q_0 = \eta_z (Q_v + Q_n)$$

η_z – коефіцієнт запасу, який враховує, що компресор має бути завантажений на 20–35 %; прийmemo $\eta_z = 3$.

Q_0 – споживання повітря ПТЗП під час експлуатації, що є сумою споживання під час руху V_P і споживання у разі зміни навантажень V_H .

$$Q_0 = Q_n = 4,48 \text{ л / хв}$$

Вибір ресивера

Об'єм ресивера ПТЗП вибираємо із міркувань забезпечення довговічності компресора. Рекомендовано, щоб компресор вмикався не більше ніж 15 разів за годину.

$$\text{Тоді } V_H = \frac{V_0}{Z \cdot \Delta p} \cdot 60,$$

де $\Delta p = 0,5 - 1,5$ – коливання об'єму в ресивері, залежні від типу регулятора тиску;

V_0 – споживання повітря підвіскою під час експлуатації, $\text{м}^3/\text{хв}$, $V_0 = V_P$;

Z – максимально допустима кількість увімкнень компресора за годину,

$$Z = 15 - n';$$

n – кількість розвантажень – навантажень за годину.

$$V_H = \frac{4,48}{(15 - 0,2) \cdot 1} \cdot 60 = 18,16 \approx 19 \text{ м}^3$$

Об'єм ресивера дорівнює 19 м^3 . Продуктивність компресора, необхідна для забезпечення роботи ПТЗП, визначена вище, дорівнює $4,48 \text{ м}^3/\text{хв}$.

Акт впровадження в НДР

“ЗАТВЕРДЖУЮ”
 Проректор з наукової роботи
 Національного університету
 “Львівська політехніка”
 проф. Демидов І.В.
 “ ” 2021 р.

АКТ

про використання результатів дисертації
**«ДИНАМІКА НАВАНТАЖЕНЬ ТА ПОКРАЩЕННЯ ПРУЖНО-ДЕМПФУЮЧИХ
 ХАРАКТЕРИСТИК ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ПРИСТРОЇВ ТРИЛАНКОВОГО
 АВТОПОЇЗДА»**

аспіранта кафедри автомобілебудування
Бадейнова Олександра Михайловича
 представленого на здобуття наукового ступеня доктора філософії за
 спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»
 при виконанні науково-дослідних робіт Національного університету
 «Львівська політехніка»

Ми, що нижче підписалися, начальник НДЧ д.т.н., ст.досл. Небесний Р.В. та члени комісії: завідувач відділу науково-організаційного супроводу наукових досліджень к.т.н. Лазько Г.В., завідувач планово-фінансового відділу Чулой Т.М. та завідувач кафедри автомобілебудування Горбай Орест Зенонович цим актом підтверджуємо, що результати дисертаційної роботи аспіранта кафедри Бадейнова Олександра Михайловича використано під час виконання науково-дослідної роботи кафедри автомобілебудування Національного університету «Львівська політехніка»: «Дослідження та вдосконалення шасі спеціальних автомобілів і технологічних машин» (шифр – АБ-6, номер державної реєстрації 0119U101869), «Методологія конструктивного синтезу та параметричної оптимізації автомобілів і підйнятно-транспортних машин» (шифр – АБ-7, номер державної реєстрації 0119U101964).

В рамках науково-дослідної роботи Бадейнов Олександр Михайлович запропонував використовувати графи конструктивних схем автопоїздів і ТЗП при конструюванні нових конструкцій ТЗП і, відповідно, використання звичного математичного опису таких за допомогою рівняння Лагранжа II-го роду. Ним було удосконалено математичну модель руху БЛТЗ, яка на відміну від існуючих дала змогу досліджувати ТЗП різноманітних конструкцій. можливість встановити закономірності впливу конструктивних параметрів БЛТЗ і ТЗП на показники руху автопоїзда та розроблено практичні рекомендації щодо зменшення динамічних навантажень і покращення характеристик руху автопоїзда.

Голова комісії:

Начальник НДЧ
 д.т.н., ст.досл.



Р.В. Небесний

Члени комісії:
 Зав. відділу НОСНД
 к.т.н.



Г.В. Лазько

Заст. начальника ПФВ



Т.М. Чулой

Зав. кафедри автомобілебудування
 д.т.н., професор



О.З. Горбай



000042

УКРАЇНА

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, тел. (380-32) 237-49-93, 258-27-58, факс: (380-32) 258-26-80
ел. пошта: coffice@lpnu.ua, інтернет: www.lp.edu.ua

02.03.2021 № 67-50-113

на № _____

Довідка

про використання результатів дисертаційного дослідження
Бадейнова Олександра Михайловича у викладанні навчальних дисциплін

Результати дисертаційного дослідження Бадейнова О.М. на тему: «Динаміка навантажень та покращення пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпних пристроїв триланкового автопоїзда» використовуються при викладанні дисциплін «Конструкція автомобілів і тракторів» і «Спеціалізовані автотранспортні засоби» на першому (бакалаврському) рівні вищої освіти і дисципліни «Теорія та розрахунок агрегатів і систем автомобіля» на другому (магістерському) рівні вищої освіти та при виконанні кваліфікаційних робіт студентами спеціальності 133 «Індустріальне машинобудування» у наступних темах:

- навантажувальні режими і вимоги до конструкцій. (Тема 4: Тягово-зчіпні (ТЗП) та сідлово-зчіпні (СЗП) пристрої.);
- особливості конструкцій і компоновальних схем автопоїздів для перевезення довгомірних, будівельних і надважких вантажів. (Тема 12: Автопоїзди для перевезення довгомірних і будівельних вантажів.);
- вибір розміру та маси ланок. Розрахунок моменту опору повороту. (Тема 12: Кермове керування зчленованих колісних машин.).

Проректор
з наукової роботи
д.т.н., доцент

І.В. Демидов

Акт впровадження АвтоКраз

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор технічний
ПрАТ „АвтоКраз”, к.т.н.
Дунь С.В.
2021 року



А К Т

про реалізацію результатів наукових досліджень аспіранта кафедри автомобілебудування Національного університету „Львівська політехніка” Бадейнова Олександра Михайловича

Комісія у складі:

- Голова комісії – технічний директор, кандидат технічних наук Дунь С.В.;
- члени комісії – заступник директора технічного з підготовки та серійного виробництва Картузов А.В.;
- головний конструктор Васечек С.В.

встановила, що наукові положення, розроблені Бадейновим О.М., зокрема методика комп'ютерного моделювання-розрахунку динаміки навантажень тягово-зчіпних пристроїв та підбору відповідних пружно-демпфуючих характеристик, прийняті до реалізації в ПрАТ „АвтоКраз” під час розробки перспективних зразків дво- і три ланкових автопоїздів на базі автомобілів-тягачів КрАЗ та причепів і напівпричепів, зокрема:

- автомобілів – тягачів КрАЗ-65053 та КрАЗ-5401, причепів КрАЗ А181Н2, КрАЗ А141Н2, КрАЗ А061Н2.

До основних результатів наукових досліджень, що знайшли практичне використання, слід віднести:

- методика розрахунку пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпних пристроїв для триланкових автопоїздів;
- удосконалення конструкції тягово-зчіпного пристрою з умов зменшення ударних динамічних навантажень в умовах руху бездоріжжям або у складі багатоланкового автопоїзда.

Розроблені Бадейновим О.М. наукові положення та проведений огляд та аналіз досліджень у цій сфері, насамперед по програмі „ЄвроКомбі” у країнах ЄС, дозволяють ініціювати відповідні зміни і у вітчизняній нормативній базі щодо габаритних обмежень автопоїздів та практичного використання три ланкових автопоїздів, насамперед у аграрній сфері.

Заступник директора технічного з підготовки та серійного виробництва

Головний конструктор



А.В. Картузов

С.В. Васечек

Акт впровадження Укравтобуспром

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Виконавчий директор ВАТ
«Український інститут автобусо-
тролейбусобудування»

Ю.Л. Крайник
м. Львів

« » 2020 року

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

в Українському інституті автобусо-тролейбусобудування
результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня доктора
філософії зі спеціальності 133 „Галузеве машинобудування”

Бадейнова Олександра Михайловича

на тему «Динаміка навантажень та покращення пружно-демпфуючих
характеристик тягово-зчіпних пристроїв триланкових автопоїздів».

Комісія у складі: начальника виробництва Дзьоби В.В. та зав. відділом Федака Б.М. склали Акт про те, що результати наукових досліджень Бадейнова О.М. стосовно методик експериментальної оцінки навантажень та комп'ютерного моделювання і розрахунку пружно-демпфуючих характеристик тягово-зчіпних пристроїв дво- і триланкових автопоїздів були прийняті для використання у відділі шасі при проектних роботах щодо спеціалізованих автопоїздів серії НС та робіт по ДКР „Прочність-3” та „Прочність-5” з метою зниження динаміки навантажень тягового приводу автомобіля-тягача, опорно-зчіпних та тягово-зчіпних пристроїв автопоїзда, насамперед при використанні в умовах бездоріжжя та опорних поверхонь, що деформуються. .

Акт складений для представлення у спеціалізовану вчену раду Національного університету «Львівська політехніка» і не є підставою для одержання премій та інших винагород.

Зав. відділом



Федак Б.М.

Нач. виробництва



Дзьоба В.В.

Список опублікованих робіт за темою дисертації

Стаття у науковому періодичному виданні іншої держави

1. Zinko Roman, Badejnov Oleksandr (2018). The research of functioning of three-unit lorry convoys. *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*, Vol. 81, No. 3, 129–140.

DOI: <https://doi.org/10.14669/AM.VOL81.ART11>.

Статті у фахових виданнях України

2. Зінько Р. В. Дослідження роботи зчіпних пристроїв розчленованих транспортних засобів за допомогою графів / Р. В. Зінько, І. С. Лозовий, О. М. Бадейнов // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”: зб. наук. праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. Харків: НТУ “ХПІ”, 2014. № 10 (1053). С.121–128.

3. Зінько Р. В. Морфологічне середовище для дослідження роботи зчіпних пристроїв розчленованих транспортних засобів / Р. В. Зінько, І. С. Лозовий, О. М. Бадейнов // *Наукові нотатки: міжвузівський зб.* Луцьк: ЛНТУ, 2014. Вип. № 45. С. 220–228.

4. Зінько Р. В. Методика експериментальних досліджень тягово-зчіпних пристроїв триланкових автопоїздів / Р. В. Зінько, О. М. Бадейнов // *Наукові нотатки: міжвузівський зб.* Луцьк: ЛНТУ, 2016. Вип. № 55. С. 168–171.

5. Бадейнов О. М. Моделювання руху триланкового автопоїзда / О. М. Бадейнов, Р. В. Зінько, О. З. Горбай // *Наукові нотатки: міжвузівський зб.* Луцьк, 2018. Вип. № 62. С. 21–24.

Опубліковані праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

6. Зінько Р. В. Морфологічне середовище для дослідження роботи зчіпних пристроїв розчленованих транспортних засобів / Р. В. Зінько, І. С. Лозовий, О. М. Бадейнов // *Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей: III Міжнародна науково-технічна конференція, (29 травня – 1 червня 2014 року, Україна, Луцьк, Луцький національний технічний університет).*

С. 220–228.

7. Зінько Р. В. Методика експериментальних досліджень тягово-зчіпних пристроїв триланкових автопоїздів / Р. В. Зінько, О. М. Бадейнов // Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей: IV Міжнародна науково-технічна конференція, (6 червня – 10 червня 2016 року, Україна, Луцьк, Луцький національний технічний університет). С. 168–172.

8. Бадейнов О. М. Екологічні аспекти використання багатоланкових автопоїздів / О. М. Бадейнов, Р. В. Зінько, С. В. Шибанов, Ю. Ю. Скварок // Сучасні технології промислового комплексу-2019: V Міжнародна науково-практична конференція, (10 – 15 вересня 2019 р.). Херсон: ХНТУ, 2019. С. 153–154.

9. Бадейнов О. М. Підвищення ефективності вантажних автоперевезень шляхом використання триланкових автопоїздів / Бадейнов О. М. // Проблеми з транспортними потоками і напрями їх розв'язання: Четверта Всеукраїнська науково-теоретична конференція, (25 – 26 березня 2021 року). Львів: Галицька видавнича спілка, 2021. С. 103 – 104 с.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації

10. Зінько Р. В., Лозовий І.С., Бадейнов О.М. Робота дволанкового автопотяга в умовах сільського господарства // Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport. Rzeszow: Politechnika Rzeszowska, 2015. Nr 6. 135–140.

11. Зінько Р. В., Бадейнов О. М. Економічна ефективність використання багатоланкових автопоїздів // Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport. Rzeszow: Politechnika Rzeszowska, 2016. Nr 7, 301–310.