

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ ТА ЗВ'ЯЗКУ УКРАЇНИ
Дніпропетровський національний університет залізничного
транспорту імені академіка В. Лазаряна

НІКІТЧЕНКО АНДРІЙ АНДРІЙОВИЧ

УДК 629.4.028.86

**УДОСКОНАЛЕННЯ
КОНСТРУКЦІЙ ПОГЛИНАЮЧИХ АПАРАТІВ АВТОЗЧЕПІВ З
МЕТОЮ ЗНИЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ
ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ**

05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дніпропетровськ – 2010

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Інституті технічної механіки Національної академії наук України і Національного космічного агентства України у відділі «Динаміка багатомірних механічних систем».

Наукові керівники: доктор технічних наук, професор

БОГОМАЗ Георгій Іванович,

Інститут технічної механіки Національної академії наук України і Національного космічного агентства України (ІТМ НАНУ і НКАУ)

кандидат технічних наук,
старший науковий співробітник
Науменко Надія Юхимівна,
Інститут технічної механіки НАНУ і НКАУ,
завідувач відділу динаміки багатомірних механічних систем.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Кельріх Мусій Борисович,

Державний економіко-технологічний університет транспорту,
завідувач кафедри «Вагони».

кандидат технічних наук,
старший науковий співробітник
Хачапурідзе Микола Михайлович,
Інститут транспортних систем і технологій
Національної академії наук України (ТРАНСМАГ),
заступник директора з наукової роботи, завідувач відділу динаміки та міцності нових видів транспорту.

Захист відбудеться _____ 2010 року о ____ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 08.820.02 при Дніпропетровському національному університеті залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна за адресою: 49010, м. Дніпропетровськ, вул. Академіка Лазаряна, 2.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна за адресою: 49010, м. Дніпропетровськ, вул. Академіка Лазаряна, 2.

Автореферат розісланий

_____ 2010 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої
ради, д.т.н., професор

І. В. Жуковицький

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Досвід експлуатації залізничного транспорту свідчить про те, що значна частина аварій на залізницях пов'язана з вагонами, що транспортують вантажі різноманітних асортиментів, у тому числі зріджені гази, нафтопродукти та продукти хімічного виробництва. Для підвищення безпеки руху поїздів, збереженості конструкцій вагонів і вантажів, що транспортуються, важливою і актуальною є проблема створення та удосконалення поглинаючих апаратів підвищеної енергоємності. Аналіз існуючих та тих, що зараз розробляються, конструкцій поглинаючих апаратів автотцепів рухомого складу залізниць показав, що, враховуючи різноманітність типу, спеціалізації та умов експлуатації рухомого складу, номенклатури вантажів, що перевозяться, і вимог до умов їхнього транспортування, для забезпечення високої конкурентноздатності на ринку транспортних послуг залізничний транспорт повинен мати у своєму розпорядженні асортимент поглинаючих апаратів із широким діапазоном експлуатаційних і вартісних характеристик. Відповідно до галузевого стандарту ОСТ 32.175–2001 “Аппараты поглощающие автосцепного устройства грузовых вагонов и локомотивов”, поглинаючі апарати за основними технічними показниками діляться на 4 класи: Т0, Т1, Т2, Т3. Апарати класу Т0 можуть використовуватися тільки як запасні частини або на вагонах обмеженого застосування. Апарати класу Т1 можуть встановлюватися на всі види неспеціалізованого рухомого складу, а також на вагони, призначені для експлуатації в маршрутних поїздах постійного формування. До таких вагонів належать піввагони, вагони-платформи, криті вагони, хопери та багато інших видів вагонів. Лише вагони-цистерни, що перевозять небезпечні й дорогі вантажі, повинні бути обладнані апаратами класів Т2 і Т3. Тому найближчим часом поглинаючі апарати класу Т1 знайдуть найширше застосування. Створення недорогого та надійного поглинаючого апарата класу Т1 є дуже актуальним і своєчасним завданням для залізничного транспорту України.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Наведені в дисертаційній роботі дослідження виконано відповідно до планів науково-дослідних робіт Національної академії наук України на 2008-2012 рр. за темою “Математичне моделювання і дослідження динаміки залізничних екіпажів з урахуванням особливостей роботи засобів їхнього захисту при ударних навантаженнях” (протокол № 4 від 11.07.07, шифр теми – ІІІ-51-08, державний реєстраційний № 0108U000342).

Мета й завдання досліджень. Мета даної роботи – удосконалення конструкцій поглинаючих апаратів збільшеної енергоємності, що належать класу Т1, зниження поздовжньої динамічної навантаженості вагонів при експлуатаційних і маневрових режимах руху вантажних поїздів.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

– провести аналіз існуючих конструкцій поглинаючих апаратів, розробити технічні вимоги та пропозиції зі створення перспективної конструкції поглинаючого апарата класу Т1;

- розробити математичні моделі для визначення силових характеристик перспективних поглинаючих апаратів;
- вибрати раціональні параметри перспективної конструкції фрикційно-полімерного поглинаючого апарата, що забезпечують підвищення його енергоемності;
- провести експериментальні дослідження випробувальних зразків знову створюваних поглинаючих апаратів;
- зіставити результати теоретичних досліджень із даними експерименту з визначення силових характеристик перспективних поглинаючих апаратів;
- удосконалити математичну модель для дослідження зіткнень вагона-цистерни, обладнаного перспективними поглинаючими апаратами, з перешкодою;
- провести дослідження процесу зіткнення вагона-цистерни, обладнаного поглинаючими апаратами різного типу;
- оцінити експлуатаційну навантаженість конструкцій вагонів у складі поїзда, автозчепи яких обладнано поглинаючими апаратами підвищеної енергоемності.

Об'єкт дослідження – навантаженість конструкцій вантажних вагонів, обладнаних перспективними поглинаючими апаратами, при перехідних режимах руху поїздів та зіткненнях екіпажів.

Предмет дослідження – силові характеристики поглинаючих апаратів та оцінка впливу параметрів клинної системи на роботу поглинаючого апарата.

Методи дослідження. У даній дисертації при розробці перспективної конструкції поглинаючого апарата використано методи математичного моделювання силових і кінематичних взаємодій елементів клинної системи, лінійної алгебри, чисельного рішення диференціальних рівнянь. Для моделювання нелінійної характеристики підпірного блока застосовано різні методи інтерполяції. Відпрацювання запропонованої конструкції поглинаючого апарата проведено шляхом натурних випробувань відповідно до розроблених програм і методик випробувань.

Оцінка впливу виду силової характеристики поглинаючого апарата на динамічну навантаженість конструкції вагона-цистерни при зіткненнях, вагонів, у тому числі і вагонів-цистерн, у складі поїзда при експлуатаційних режимах руху поїзда отримана з використанням методів математичного моделювання та чисельного інтегрування відповідних диференціальних рівнянь.

Достовірність та обґрунтованість наведених у дисертаційній роботі математичних моделей, підходів, наукових положень і результатів обумовлено коректною математичною постановкою задач, використанням сучасних методів математичного моделювання, узгодженням результатів теоретичних досліджень з даними натурних випробувань. Розбіжність між теоретичними значеннями енергоемності та експериментальними даними, отриманими при проведенні копрових випробувань поглинаючих апаратів, менше 5%.

Наукова новизна отриманих результатів:

- розроблено математичну модель для визначення силової характеристики фрикційно-полімерного поглинаючого апарата, що враховує нелінійну характеристику підпірного блока і залежність коефіцієнтів тертя від швидкості

ковзання поверхонь тертя. При цьому вперше враховано швидкості відносних переміщень для кожної з пар тертя;

- вперше проведено апроксимацію нелінійної силової характеристики пружно підпільного пристрою з використанням інтерполяції багаточленом Лагранжа, дрібно-раціональною функцією та кубічними сплайнами;

- виконано оптимізацію параметрів клинової системи поглинаючого апарата АМП-120-Т1, і визначено оптимальні значення кутів клинової системи, при яких досягається найбільша енергоємність;

- удосконалено математичну модель для дослідження процесу співудару вагона-цистерни, обладнаного перспективними поглинаючими апаратами, з перешкодою з виділенням поглинаючого апарата в окреме тіло та з урахуванням коливань вільної поверхні рідини в котлі;

- показано ефективність роботи фрикційно-полімерного поглинаючого апарата АПМ-120-Т1, яким обладнано вагони, у тому числі й вагони-цистерни, розташовані в складі поїзда, при експлуатаційних режимах руху та співударах.

Практичне значення отриманих результатів.

У ході виконання дисертаційної роботи отримано наукові результати, які знайшли своє висвітлення в наступному:

- розробці рекомендацій з вибору раціональних параметрів конструкцій поглинаючих апаратів;

- освоєнні серійного виробництва та сертифікації поглинаючого апарата моделі АПМ-120-Т1;

- зниженні рівня динамічної навантаженості вантажного поїзда, вагони якого обладнано поглинаючими апаратами моделі АПМ-120-Т1, при експлуатаційних режимах руху і конструкцій одиночних вагонів при співударах.

Практичне значення мають методики для аналізу силових характеристик поглинаючих апаратів та навантаженості конструкцій вагонів, у тому числі і вагонів-цистерн, при зіткненнях з перешкодою та при експлуатаційних збурюваннях, що виникають при перехідних режимах руху вантажних поїздів. У результаті проведених досліджень, вперше в Україні виготовлений, випробуваний, сертифікований у системах УкрСЕПРО та в установі «Регистр сертифікації на федеральному залізничному транспорті» («РС ФЖТ») і впроваджений у серійне виробництво поглинаючий апарат класу Т1 моделі АПМ-120-Т1.

Особистий внесок здобувача полягає в плануванні та проведенні теоретичних і експериментальних досліджень, аналізі отриманих результатів, розробці наукових положень і висновків. Автором проведено порівняльний аналіз існуючих конструкцій поглинаючих апаратів, виявлено перспективні напрямки їхнього вдосконалення. Створено математичні моделі, що дозволяють ефективно досліджувати силові характеристики поглинаючих апаратів і вибирати раціональні параметри їх елементів. Розроблено методики експериментальних досліджень силових характеристик поглинаючих апаратів та проведено аналіз теоретичних і експериментальних результатів при різних видах випробувань. Розроблено математичні моделі для досліджень навантаженості вантажних вагонів, обладнаних різними типами поглинаючих апаратів, при зіткненнях. При участі автора створено поглинаючий апарат моделі АПМ-120-Т1. Даний апарат пройшов повний цикл випробувань і був

сертифікований. Інновації, використані в конструкції даного апарата, захищені патентами.

Публікації, які відображають основні результати дисертації [1 - 4], написані в співавторстві, особистий внесок здобувача визначається наступним. У роботі [1] розглянута проблема створення нових й удосконалення існуючих поглинаючих апаратів автозчепів рухомого складу залізниць. Показана доцільність створення фрикційних і фрикційно-пластинчастих амортизаторів з підвищеними енергоємністю, довговічністю та стабільністю роботи. З використанням математичної моделі для розрахунку силової характеристики амортизатора удару визначені параметри фрикційно-пластинчастого поглинаючого апарата АПМ-110-К-23; у статті [2] визначені попередні параметри поглинаючого апарата АПМ-110-К-23-01 зі зворотно-підпірним пристроєм у вигляді пакета пружних елементів; у роботі [3] виконані розрахунки з оцінки динамічної навантаженості однорідного і неоднорідного вантажних поїздів, вагони яких обладнані як серійними, так і перспективними поглинаючими апаратами фрикційного типу з використанням пружних блоків. Показано вплив параметрів силових характеристик поглинаючих апаратів класу Т1 на рівень поздовжніх сил, що виникають у міжвагонних з'єднаннях, при перехідних режимах руху; у статті [4] розглянуто процедуру побудови математичної моделі роботи фрикційного поглинаючого апарата з урахуванням нелінійної характеристики підпірного блока та коефіцієнтів тертя, що залежать від швидкості ковзання поверхонь тертя.

Апробація результатів дисертації. Основні ідеї, положення та результати дисертаційної роботи представлені й обговорені на V Міжнародній науково-технічній конференції «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты» (Росія, м. Санкт-Петербург, 2007 р.), LXVII, LXVIII Міжнародних науково-практичних конференціях «Проблеми і перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпропетровськ, 2007 р., 2008 р.), I та II Міжнародних науково-технічних конференціях молодих фахівців ВАТ «Азовмаш» (м. Маріуполь, 2006 р., 2008 р.), XII Міжнародній конференції проблеми механіки залізничного транспорту (м. Дніпропетровськ, 2008 р.), IV міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми і перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: керування економіка і технології» (м. Київ, 2008 р.), науково-технічних радах ТОВ «ГСКБВ». Дисертаційна робота в повному обсязі доповідалася на засіданні наукового семінару відділу “Динаміка багатомірних механічних систем” ІТМ НАНУ і НКАУ, на Вченій раді ІТМ НАНУ і НКАУ та на міжкафедральному науковому семінарі ДНУЗТ (ДПТ).

Публікації. За результатами проведених досліджень по темі дисертації опубліковано 8 робіт, у тому числі: 4 статті в спеціалізованих наукових виданнях, що входять у перелік ВАК України, 4 тези доповідей на міжнародних науково-технічних конференціях.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, 4 розділів з короткими висновками, висновків, списку використаних джерел, додатків. Основний текст дисертації викладено на 152 сторінках, в тому числі 27 таблиць, 98 рисунків, список використаних джерел – на 5 сторінках, 3 додатка – на 10 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі показано актуальність роботи, сформульовано мету і задачі досліджень, їх зв'язок з науковими програмами, зазначено методи досліджень, достовірність отриманих результатів, дано загальну характеристику всіх розділів дисертації, визначено її наукову новизну, практичне значення та особистий внесок автора, наведено дані про апробацію результатів і публікації.

У першому розділі наведено огляд літературних джерел та аналіз існуючих конструкцій поглинаючих апаратів, обґрунтовано мету і задачі досліджень.

Аналіз досвіду розвитку вагонобудування показує, що значний внесок у дослідження характеристик поглинаючих апаратів і експлуатаційної навантаженості рухомого складу внесли роботи вчених ДНУЗТ (ДІТ), БДТУ, ІТМ НАНУ і НКАУ, ВНДІЗТ, ПДУШС, ДержНДІВ.

У розробці наукових основ створення сучасних амортизаторів удару взяли участь відомі вчені Є.П. Блохін, С.В. Вершинський, П.Т. Гребенюк, С.В. Дувалян, Б.Г. Кеглін, В.А. Лазарян, А.А. Львів, Л.А. Манашкін, Л.Н. Нікольський, Н.А. Панькін, Н.Г. Беспалов, З.О. Каракаш'ян, Г.Б. Крайзгур, Л.Д. Кузьмич, А.С. Осипов, И.В. Селінов, Е.Л. Стамблер, А.Т. Харитонов, А.В. Юрченко, В.М. Бубнов, А.П. Болдирев, М.М. Хачапуридзе та ін.

Питання вдосконалення методів розрахунку поздовжніх сил пов'язано з уточненням математичних моделей системи вагон-вантаж та розробкою способів ідентифікації параметрів і розглянуто в роботах В.А. Лазаряна, Є.П. Блохіна, О.М. Пшинько, Л.А. Манашкіна, С.В. Мямліна, М.Б. Кельріха, Б.Г. Кегліна, А.П. Болдирєва, Ю.П. Бороненка, А.Д. Малова, П.А. Устича, Ю.М. Черкашина, М.М. Хачапуридзе, О.В. Юрченка, Г.І. Богомаза, Н.Ю. Науменко, І.Ю. Хижі.

Варто особливо виділити праці останнього часу, у яких викладено теоретичні й експериментальні дослідження нових типів поглинаючих апаратів. До них належать роботи Б.Г. Кегліна, А.П. Болдирєва, И.Б. Феоктістова, Д.А. Ступіна, А.В. Іванова, В.И. Біляєва, Н.С. Бачуріна, С.А. Горячова, П.Ю. Шалімова, Л.А. Манашкіна, А.В. Пулларія, С.В. Мямліна, Ю.М. Черкашина, А.Д. Кочнова та ін.

Великий внесок в удосконалювання конструкцій поглинаючих апаратів вантажних вагонів внесли іноземні фахівці, що працюють у таких компаніях як Amsted Rail, Miner, Keystone, Wabtec, Axtone та ін.

З виконаного огляду слідує, що, незважаючи на досить великий досвід проведення наукових досліджень в області створення амортизаторів удару, практично відсутні методики, які дозволяють шляхом математичного моделювання оцінити якісні та кількісні параметри фрикційних амортизаторів удару з нелінійною характеристикою підпільного блока. Недостатньо приділяється увага оптимізації параметрів клинової системи фрикційних поглинаючих апаратів.

У другому розділі наведено різні математичні моделі для дослідження силових характеристик фрикційних поглинаючих апаратів, у тому числі з нелінійною характеристикою підпільного блока. Відповідно до розроблених

методів досліджено вплив параметрів клинової системи поглинаючого апарата на його характеристики, та визначено раціональні значення параметрів. Наведено отримані результати розрахунків. Принципову схему поглинаючого апарата, обладнаного полімерними блоками, наведено на рис. 1.

Використовуючи математичні моделі для розрахунку силових характеристик фрикційних амортизаторів удару, складено процедуру розрахунку силової характеристики пластинчастого поглинаючого апарата з лінійною характеристикою підпірного блока.

Рівняння роботи амортизатора при ударному його стисканні падаючим вантажем масою M має вигляд

$$\frac{Mv_0^2}{2} - \frac{Mv^2}{2} = \int_0^x P(v, x, c_1, c_2, \alpha, \beta, \gamma) dx, \quad (1)$$

де v_0 – початкова швидкість падаючого вантажу M ;
 v – змінна швидкість маси в процесі ударного стискання;
 $P(v, x, c_1, c_2, \alpha, \beta, \gamma)$ – сила стискання;
 α, β, γ – кути клинової системи амортизатора;
 c_1, c_2 – жорсткісні характеристики підпірного пристрою.

Диференціюючи обидві частини рівняння (1) по x , одержимо залежність

$$-Mv \frac{dv}{dx} = P(v, x, c_1, c_2, \alpha, \beta, \gamma). \quad (2)$$

При цьому врахована залежність коефіцієнтів тертя від швидкості тертя

$$f = f_0 \frac{2 - bv}{2 + bv} \text{ або } f = f_0 e^{-bv}, \quad (3)$$

де f_0 – коефіцієнт тертя при $v = 0$ (коефіцієнт тертя спокою);
 b – коефіцієнт, отриманий шляхом випробувань;
 v – швидкість тертя.

У підсумку отримані формули для визначення силової характеристики амортизаторів удару:

- на першому етапі (при відсутності руху рухомих пластин)

$$P = \frac{A + Bv}{C + Dv} c_{i\delta} i(x + x_0), \quad (4)$$

$$x = \left(\frac{2M(v_0 - v)}{ic_{np}B} \right) ((CB - DA) \left(\frac{v}{A + Bv} + \frac{A(v_0 - v)}{2(A + Bv)^2} - \frac{AB(v_0 - v)}{3(A + Bv)^3} + \right. \\ \left. + \frac{D}{2}(v_0 + v) + x_0^2 \right)^{\frac{1}{2}} - x_0, \quad (5)$$

- на другому етапі (при русі рухомих пластин)

$$P = \frac{A_{i\ddot{e}} + B_{i\ddot{e}}v}{C_{i\ddot{e}} + D_{i\ddot{e}}v} ic_{i\delta} (x + x_0), \quad (6)$$

$$x = \left(\frac{2M(v_0 - v)}{i_{np} B_{nl}} ((C_{nl} B_{nl} - D_{nl} A_{nl}) \left(\frac{v}{A_{nl} + B_{nl} v} + \frac{A_{nl}(v_0 - v)}{2(A_{nl} + B_{nl} v)^2} - \frac{A_{nl} B_{nl}(v_0 - v)}{3(A_{nl} + B_{nl} v)^3} + \frac{D_{nl}}{2}(v_0 + v) \right) + x_0^2)^{\frac{1}{2}} - x_0 \right), \quad (7)$$

де постійні коефіцієнти A , B , C , D й A_{nl} , B_{nl} , C_{nl} , D_{nl} , E_{nl} , F_{nl} залежать від геометричних параметрів і характеристик тертя матеріалів.

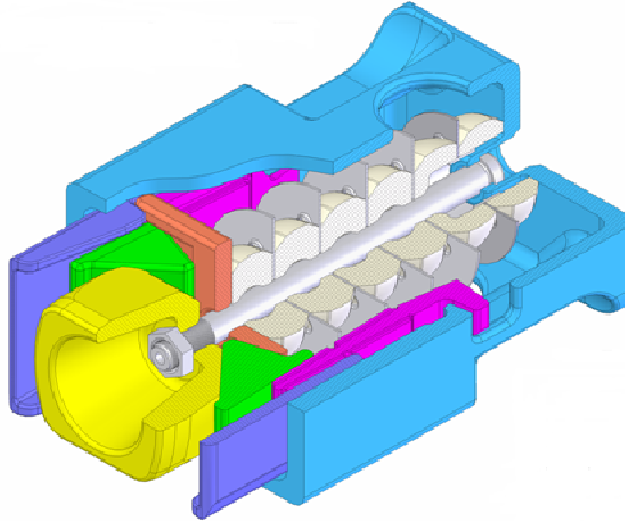


Рис. 1. Принципова будова поглинаючого апарата, обладнаного полімерними блоками

Уточнену математичну модель для аналізу силової характеристики фрикційно-пластинчастого амортизатора удару з нелінійною характеристикою підпiрного блока побудовано із застосуванням рівняння Лагранжа II роду, у якому за узагальнену координату x прийнято переміщення натискного конуса. Після проведення перетворень отримано наступне рівняння руху

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = g - \frac{\psi(x, \dot{x}) \cdot P_{r\delta}(x \cdot i_{r\delta})}{M}, \quad (8)$$

де $\psi = \frac{P}{P_{r\delta}(x \cdot i_{r\delta})}$ – коефіцієнт передачі, що показує в скільки разів зусилля стиску апарата P перевищує зусилля стискання блока пружних елементів $P_{r\delta}(x \cdot i_{r\delta})$;

i_{np} – передаточне відношення – відношення величини стиску підпiрного блока до переміщення натискного конуса;

M – маса падаючого вантажу;

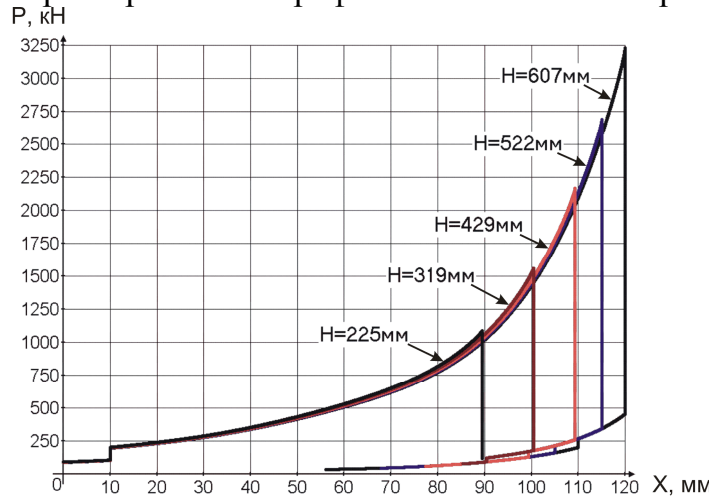
g – прискорення вільного падіння.

Аналiтична залежність силової характеристики підпiрного блока $P_{r\delta}(x \cdot i_{r\delta})$ будується на основі експериментальних даних із застосуванням різних способів інтерполяції: багаточленом Лагранжа, дрібно-раціональною функцією, квадратними та кубічними сплайнами. Передаточне відношення

клинової системи i_{np} визначається формулою $i_{r\delta} = \frac{\cos(\alpha)\cos(\beta - \gamma)}{\cos(\beta)\cos(\alpha + \gamma)}$. Для

визначення коефіцієнта передачі була послідовно розглянута рівновага кожного елемента клинової системи, і в підсумку отримані залежності коефіцієнтів передачі від кутів клинової системи та коефіцієнтів тертя.

Для рішення рівняння (8) реалізовано метод чисельного рішення за схемою Рунге-Кутта четвертого порядку точності. За отриманими даними будується силова характеристика амортизатора удару $P_i = \psi(x_i, v_i) \cdot P_{r\delta}(x_i \cdot i_{r\delta})$. Енергоємність визначається методами чисельного інтегрування по формулі. На рис. 2 представлено отримані силові характеристики амортизатора удару при різних висоті падіння вантажу. На рис. 3 показано відповідні цим характеристикам графіки зміни сили та переміщення в часі.



H, мм	X _{max} , мм	P _{max} , МН	E, кДж
225	89,445	1,088	39,763
319	100,426	1,560	53,021
429	109,341	2,168	68,082
522	115,047	2,690	80,607
607	119,990	3,232	93,747

Рис. 2. Силові характеристики поглинаючого апарата

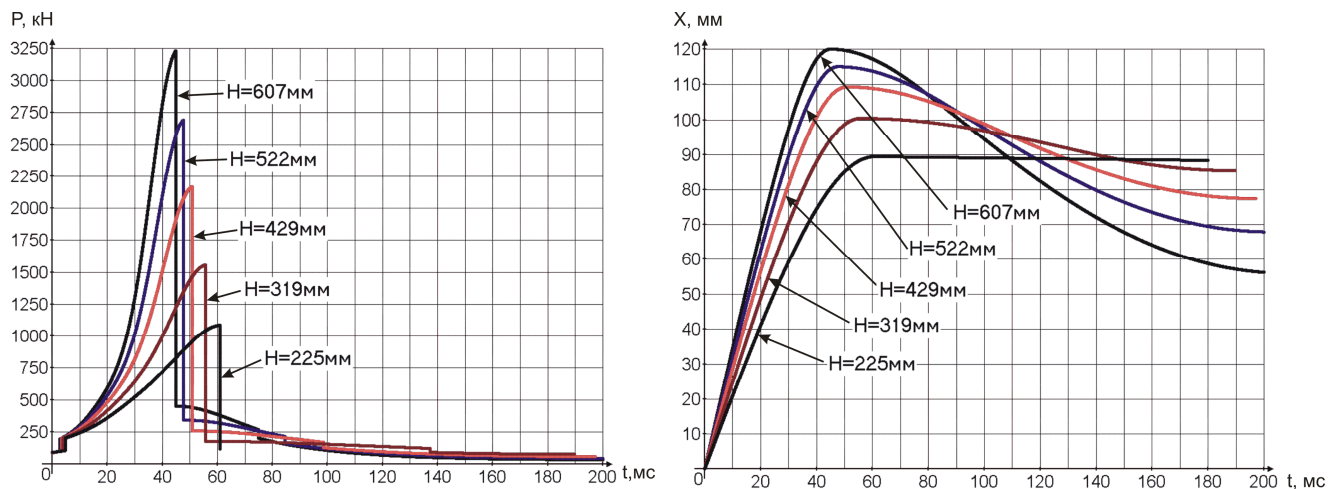


Рис. 3. Графіки зміни сили та переміщення в часі

З метою визначення значень кутів клинової системи, при яких енергоємність апарата має максимальне значення, проведено параметричну оптимізацію. Рішення даного завдання зведено до максимізації функції

енергоємності як функції трьох змінних $E(\alpha, \beta, \gamma)$, що знаходиться в деякій області, яка обмежена системою нерівностей

$$\left. \begin{aligned} P(\alpha, \beta, \gamma) &\leq [P]; \\ X(\alpha, \beta, \gamma) &\leq 120 \text{ мм}, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де $[P]$ – припустиме зусилля відповідно до вимог ОСТ 32.175-2001.

Завдання знаходження оптимальних значень кутів вирішувалося у два етапи. На першому етапі здійснювалася послідовна варіація кутів α , β і γ , та для кожного з сполучень значень зазначених кутів визначається значення енергоємності. Таким чином, в результаті розрахунку визначено значення енергоємності як функції трьох змінних. Для визначення максимального значення енергоємності застосовано алгоритм циклічного покоординатного спуску, по якому знайдено найбільше значення цільової функції $E = E(M) = E(\alpha, \beta, \gamma)$.

У підсумку знайдені раціональні значення кутів клинової системи, які становлять $\alpha_0 = 53,5^\circ$, $\beta_0 = 24,0^\circ$, $\gamma_0 = 0^\circ$, і відповідні їм енергоємності – $E_{\text{ном}} = 70,2$ кДж, $E_{\text{макс}} = 95,1$ кДж. Приріст енергоємності в порівнянні з базовими значеннями кутів складає для номінальної енергоємності $\Delta_{\text{ном}} = 9,0\%$, для максимальної енергоємності $\Delta_{\text{макс}} = 10,4\%$.

У третьому розділі наведено вдосконалені за участю автора програми й методики копрових випробувань і випробувань при співударі вагонів. Представлено результати випробувань, і проведено зіставлення їх з даними теоретичних досліджень.

Випробування проводилися за участю автора в дослідних лабораторіях «НВП ВЦ «Азовмаштест», атестованому в системі РС ФЖТ і УкрСЕПРО. Дані випробування було проведено з метою визначення відповідності поглинаючого апарата моделі АПМ-120-Т1 класу Т1 згідно ОСТ 32.175-2001. Програми та методики випробувань враховують вимоги типових методик випробувань СТ ССФЖТ ЦВ-ЦЛ 09.05-99, СТ ССФЖТ ЦВ-ЦЛ 09.07-99. Обрано випробувальне обладнання та засоби вимірювальної техніки.

Копрові випробування провадилися на двох зразках з числа відібраних. При проведенні випробувань висота скидання фіксувалася візуально по лінійці, установленій на колоні копра, і стрілки, закріпленої до вантажу, що скидається.

Хід апарата реєструвався датчиком лінійних переміщень, закріпленим на корпусі апарата. Діапазон вимірів датчика переміщень від 0 до 150 мм.

Результати випробувань, такі як висота скидання, хід апарата, уведена енергія, сумарна введена енергія, реєструвалися в таблиці випробувань персоналом, який проводив випробування.

Визначення номінальної та максимальної енергоємностей здійснювалося шляхом реєстрації сили і ходу апарата в процесі його ударного стискання після приборітки зразків. При цьому сила вимірювалася тензометричною месдозою, що проградуйована до 4000 кН. Хід вимірювався

потенціометричним датчиком переміщення. Система реєстрації забезпечувала запис процесів у діапазоні від 0 до 200 Гц.

Копрові випробування включали також випробування на граничне навантаження за критерієм міцності корпусу. Цим випробуванням піддалися два зразки поглинаючого апарата, для яких раніше були визначені значення номінальної та максимальної енергоемностей.

Випробування при зіткненні вагонів проводилися шляхом зіткнення двох навантажених вагонів, один із яких нерухомо стояв на горизонтальній ділянці колії в незагальмованому стані, а другий накочувався на нього із заданою швидкістю. Для випробувань використалися два піввагони, завантажені піском до маси бруто (100 ± 5) т, один з них (вагон-бойок) був обладнаний поглинаючим апаратом Ш-1-ТМ, другий – досліджуваним поглинаючим апаратом АПМ-120-Т1.

На підставі статистичної комп'ютерної обробки залежностей $P(V)$, $E(v)$, $X(P)$ с заданою ймовірністю 0,95 визначалися номінальні та максимальні значення швидкостей і енергоемностей, а також максимальний хід апарата. У наведених залежностях прийняті наступні позначення: P – сила; v – швидкість; E – енергія; X – хід.

На рис. 4 представлено теоретична і експериментальна силові характеристики при копрових випробуваннях на номінальну енергоемність.

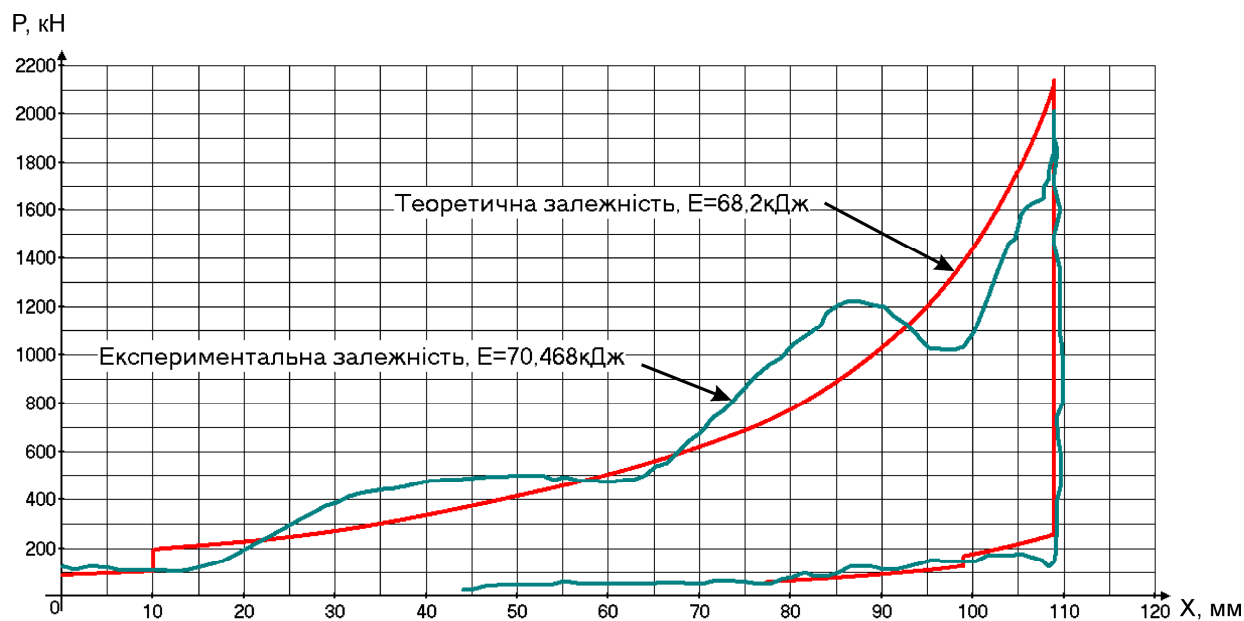


Рис. 4. Теоретична та експериментальна силові характеристики поглинаючого апарата, що відповідають номінальної енергоемності

Похибка між експериментальними та теоретичними значеннями енергоемності визначається формулою:

$$\Delta E = 2 \cdot \left| \frac{E_{\text{теор}} - E_{\text{усп}}}{E_{\text{теор}} + E_{\text{усп}}} \right| \cdot 100\%. \quad (10)$$

Результати порівняння теоретичних та експериментальних досліджень при номінальній і максимальній енергоємностях представлено в табл. 1 та табл. 2 відповідно.

Таблиця 1

Результати теоретичних та експериментальних досліджень при копрових випробуваннях (номінальна енергоємність)

Значення параметрів при номінальній енергоємності		H, мм	t, мс	X _{max} , мм	P _{max} , МН	n	E _{ном} , кДж	ΔE _{ном} , %
Експериментальні	зразок 3	432,0	51,70	113,20	2,020	0,920	70,468	3,32
	зразок 4	431,0	56,00	112,13	2,120	0,929	71,486	4,75
Теоретичні		429,6	50,80	110,01	2,225	0,937	68,166	-

Таблиця 2

Результати теоретичних та експериментальних досліджень при копрових випробуваннях (максимальна енергоємність)

Значення параметрів при максимальній енергоємності		H, мм	t, мс	X _{max} , мм	P _{max} , МН	n	E _{макс} , кДж	ΔE _{макс} , %
Експериментальні	зразок 3	591,0	47,14	122,50	2,900	0,964	89,912	0,29
	зразок 4	594,0	48,20	120,14	3,035	0,919	90,211	0,62
Теоретичні		589,2	45,73	119,24	3,141	0,913	89,651	-

Із наведених даних у табл. 1 і табл. 2 та графіків, наведених на рис. 6, помітна задовільна збіжність результатів теоретичних та експериментальних досліджень. Таким чином, розроблені в другому розділі математичні моделі можуть застосовуватися для прогнозування силових характеристик новостворюваних пружно-фрикційних поглинаючих апаратів.

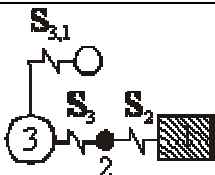
У четвертому розділі наведено удосконалену математичну модель коливань вагона-цистерни у вертикальній поздовжній площині її симетрії. Дано оцінку впливу виду силових характеристик поглинаючих апаратів на динамічну навантаженість елементів конструкції вагона-цистерни та поглинаючого апарата при зіткненні з перешкодою, а також на динаміку вантажного поїзда при перехідних режимах руху.

Як розрахункова схема вагона-цистерни при дослідженні процесу зіткнення вагона-цистерни з перешкодою використана схема, що дозволяє розділити пружно-дисипативні властивості вагона і поглинаючого апарата. Вагон-цистерна без поглинаючого апарата може схематизуватися спрощеною розрахунковою схемою у вигляді зосередженої маси або з урахуванням коливань вільної поверхні рідини в котлі розгалуженим ланцюгом зосереджених мас або еквівалентним твердим тілом з математичним маятником. Зосереджена маса, що відповідає поглинаючому апарату, визначається масою корпусу апарата та приєднаної до неї частиною маси

рами цистерни. Пружними і поздовжніми деформаціями корпуса поглинаючого апарата можна зневажити. Види можливих розрахункових схем системи “вагон-цистерн-нерухома перешкода”, у яких поглинаючий апарат моделюється зосередженою масою, представлено в табл. 3.

Таблиця 3

Види розрахункових схем системи “вагон-цистерн-нерухома перешкода”

Схема 1	Схема 2	Схема 3
		

У наведених розрахункових схемах прийнято позначення: цифра 1 відповідає нерухомій перешкоді, що моделюється зосередженою масою M_1 ; цифра 2 – поглинаючому апарату з виділеною частиною рами вагона, що представлений зосередженою масою M_2 ; цифра 3 – вагону-цистерні з рідким вантажем. У першій розрахунковій схемі не враховується рухливість вантажу, вагон-цистерна моделюється зосередженою масою M_3 . У другій розрахунковій схемі частина рідкого вантажу, що приймає участь у коливаннях вільної поверхні рідини в котла цистерни, представлена зосередженою пружно підвішеною масою $M_{3,1}$, вагон-цистерна з нерухомою частиною перевезеного вантажу моделюється зосередженою масою M_3 . У розрахунковій схемі 3 цифра 3 відповідає плоскій розрахунковій схемі вагона-цистерни у вигляді еквівалентного твердого тіла з математичним маятником, що робить коливання в поздовжньо-вертикальній площині. Позначення $S_2, S_3, S_{3,1}$ відповідають зусиллям, що виникають в елементах зв'язків між тілами.

Рівняння руху мас M_1 і M_2 для всіх розрахункових схем мають вигляд

$$\left. \begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 &= S_1 - S_2 + F_1; \\ M_2 \ddot{x}_2 &= S_2 - S_3 + F_2, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

де $x_1, x_2, \ddot{x}_1, \ddot{x}_2$ – переміщення й прискорення мас M_1, M_2 ;

S_1, S_2, S_3 – внутрішні зусилля;

F_1, F_2 – зовнішні сили, що діють на маси M_1, M_2 .

Використовуючи одну із граничних умов, запишемо $S_1 = 0$. Зусилля S_2 визначається силовою характеристикою поглинаючого апарата. Зусилля $S_3(q_3, \dot{q}_3)$ діє на конструкцію вагона та представляється виразом

$$S_3(q_3, \dot{q}_3) = k_k q_3 + \beta_k \dot{q}_3, \quad (12)$$

де k_k – жорсткість конструкції вагона;

$q_3 = x_2 - x_3$, $\dot{q}_3 = \dot{x}_2 - \dot{x}_3$ ($x_3, \dot{x}_3$ – переміщення і швидкість маси M_3), – відносні переміщення і швидкість;

β_k – коефіцієнт в'язкого опору.

Для розрахункової схеми 1 рівняння руху вагона-цистерни має вигляд

$$M_3 \ddot{x}_3 = S_3 - S_4 + F_3, \quad (13)$$

де F_3 – зовнішня сила, що діє на вагон-цистерну;

$\ddot{x}_3$ – прискорення маси M_3 .

Використовуючи другу граничну умову, однакову для всіх розрахункових схем, приймаємо внутрішнє зусилля $S_4 = 0$.

Для другої розрахункової схеми рівняння руху вагона-цистерни запишемо у вигляді

$$\begin{aligned} M_3 \ddot{x}_3 &= S_3 - S_4 + F_3 - S_{3,1}; \\ M_{3,1} \ddot{x}_{3,1} &= S_{3,1} + F_{3,1}, \end{aligned} \quad (14)$$

де $M_{3,1}, \ddot{x}_{3,1}$ – маса та прискорення рухомого вантажу;

$S_{3,1}(q_{3,1}, \dot{q}_{3,1})$ – зусилля взаємодії вантажу $M_{3,1}$ з вагоном-цистерною;

$q_{3,1} = x_3 - x_{3,1}$, $\dot{q}_{3,1} = \dot{x}_3 - \dot{x}_{3,1}$ ($x_{3,1}, \dot{x}_{3,1}$ – переміщення і швидкість маси $M_{3,1}$);

$F_{3,1}$ – зовнішня сила, що діє на рухомий вантаж.

Для дослідження коливань цистерни у поздовжній вертикальній площині її симетрії з використанням розрахункової схеми 3 система диференціальні рівняння руху мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} (M_{3z} + m_x) \ddot{z} &= F_z; \\ (M_{3x} + m_x) \ddot{x} + (M_{3x} z_{cx} + m_x c_x) \ddot{\phi}_y - m_x l_x \ddot{\phi}_{xy} &= F_x; \\ (I_{oy} + m_x c_x^2) \ddot{\phi}_y + (M_{3x} z_{cx} + m_x c_x) \ddot{x} - m_x c_x l_x \ddot{\phi}_{xy} - \\ - g (M_{3x} z_{cx} + m_x c_x) \phi_y &= M_y; \\ I_{xy} \ddot{\phi}_{xy} + g m_x l_x \phi_{xy} - m_x l_x \ddot{x} - m_x l_x c_x \ddot{\phi}_y &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

де M_{3x}, M_{3z}, I_{oy} – маси і момент інерції еквівалентного твердого тіла при коливаннях у поздовжній вертикальній площині;

m_x, I_{xy} – маса та момент інерції маятника, що здійснює коливання відповідно в площині OXZ ;

z, x – переміщення твердого тіла уздовж осей OX, OZ ;

z_{cx} – відстань по осі OZ від початку координат до центра мас твердого тіла в площині OXZ ;

l_x, c_x – відповідно довжина маятника і відстань по осі OZ від початку координат до осі його підвісу;

φ_y – кут повороту твердого тіла в площині OXZ ;

φ_{xy} – кут відхилення маятника, що характеризує положення його в площині OXZ ;

F_x, F_z, M_y – проекції на осі OX, OZ головного вектора зовнішніх сил, що діють на вагон-цистерну, і головного моменту, що діє в поздовжньо-вертикальній площині;

g – прискорення вільного падіння.

Методом математичного моделювання проведено дослідження впливу силових характеристик пластинчатого металокерамічного поглинаючого апарата (АПМ-110-К-23) на навантаженість вагона-цистерни моделі 15-1547, заповненого водою до номінальної вантажопідйомності 66 т (77% по об'єму), при поздовжніх ударних впливах, викликаних співударом вагона-бойка з вагоном-цистерною, підпертим зчепом вагонів масою 500 т. Як розрахункова схема вагона-цистерни використана схема, що дозволяє розділити пружно-дисипативні властивості вагона та поглинаючого апарата. Отримано, що для спрощеної розрахункової схеми вагона-цистерни рівні максимальних стискаючих зусиль, що діють на цистерну, і максимальні прискорення цистерни не перевершують відповідно 1,52 МН та 1,3 g при швидкості співудару 8,1 км/ч і 1,65 МН та 1,4 g при швидкості співудару 8,6 км/год. Урахування коливань вільної поверхні рідини в котлі цистерни позначається як на характері, так і на рівні максимальних значень стискальних зусиль, що діють на вагон-цистерну. Максимальні значення зусиль зменшуються і становлять 1,09 та 1,18 МН при швидкостях співудару 8,1 й 8,6 км/ч, що пов'язано з виділенням рухомої частини рідкого вантажу та зменшенням основної маси вагона-цистерни. При цьому зміни зусиль у часі мають більш виражений коливальний характер. Максимальні значення прискорень вагона-цистерни навпаки зростають, але не перевершують 2,8 і 3,2 g відповідно для розглянутих швидкостей співудару.

Визначено припустиму швидкість співудару вагона-цистерни з вагоном-бойком, при якій не виникає залишкових деформацій конструкції вагона-цистерни. Для цього досліджувався процес зіткнення вагона-цистерни, підпертого зчепом вагонів масою 500 т, з вагоном-бойком зі швидкістю, діапазон зміни якої становить від 10 км/ч до 20 км/ч. Розрахункова схема досліджуваної системи представлена системою трьох зосереджених мас, зв'язаних нелінійними зв'язками (розрахункова схема 1, таблиця 3).

Аналіз отриманих результатів показав, що значення максимальних стискальних зусиль і прискорень, а також швидкості співудару, при якій виникають залишкові пластичні деформації конструкції вагона-цистерни, істотно залежать від типу поглинаючих апаратів, якими обладнані автозчеми

вагонів. Так, у випадку обладнання вагонів поглинаючими апаратами АПМ-110-К-23 швидкість співудару становить 14 км/ч, залишкова деформація – 7 мм. При використанні апаратів Ш-2-Т залишкова деформація хребтової балки дорівнює 22 мм, для апаратів Ш-1-ТМ залишкова деформація – 34 мм. При цьому максимальні значення стискальних зусиль у міжвагонних з'єднаннях і прискорення для зазначених варіантів обладнання автозцепів поглинаючими апаратами відрізняються незначно і становлять близько 4,2-4,5 МН для зусиль та 4,3-5,0 g для прискорень.

Крім того, у даному розділі проведено оцінку впливу характеристик перспективних поглинаючих апаратів на динаміку вантажного поїзда при перехідних режимах руху.

З метою визначення максимально можливих поздовжніх динамічних сил, що виникають у міжвагонних з'єднаннях при експлуатаційних навантаженнях, розглянуто такі перехідні режими руху поїзда як пуск у хід та екстрене гальмування. Передбачалося, що при рушанні з місця поїзд попередньо стислий, при гальмуванні – розтягнутий. Значення зазору приймалося рівним 65 мм.

Для порівняльної оцінки рівня поздовжніх сил, що виникають у міжвагонних з'єднаннях неоднорідного поїзда, розглядався однорідний поїзд такої ж маси, що складається з локомотива та 58 навантажених піввагонів. На рис. 5 представлено розподіли максимальних зусиль розтягнення по довжині поїзда при пуску в хід однорідного (рис. 5,а) і неоднорідного (рис. 5,б) поїздів, вагони яких обладнані однотипними поглинаючими апаратами.

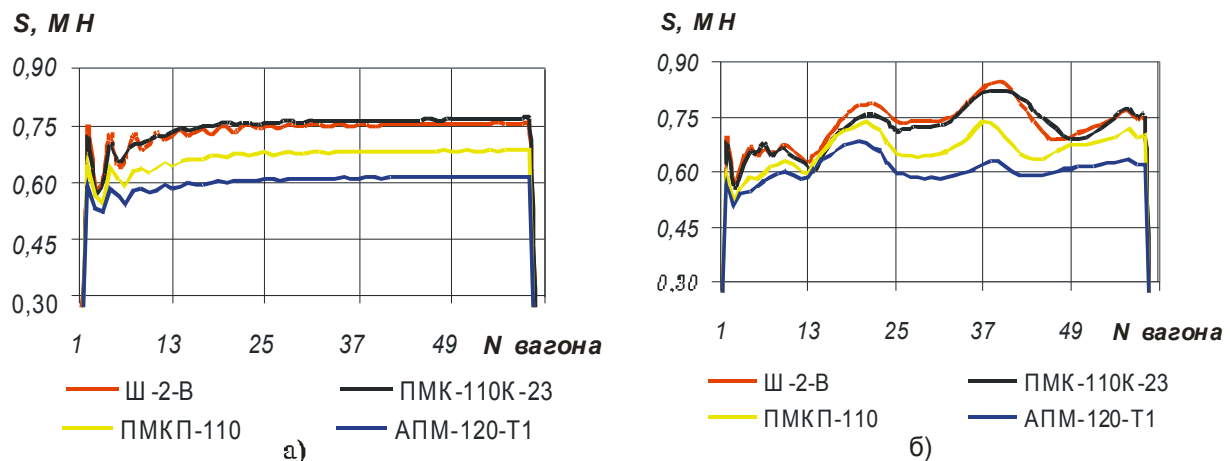


Рис. 5. Розподіл максимальних зусиль розтягнення по довжині поїзда при пуску в хід однорідного (а) і неоднорідного (б) поїздів

Досліджено режим екстреного гальмування вантажного поїзда зі швидкості 20 км/ч, вагони якого обладнані композиційними гальмовими колодками. На рис. 6 представлено розподіли максимальних стискальних зусиль по довжині поїзда при екстремому гальмуванні однорідного (рис. 6,а) і неоднорідного (рис. 6,б) поїздів, коли всі вагони обладнані однотипними поглинаючими апаратами.

Аналіз результатів розрахунків показав, що при екстреному гальмуванні як однорідного, так і неоднорідного поїздів найбільші стискальні зусилля виникають у хвостовій частині поїзда при обладнанні автозчепів вагонів апаратами Ш-2-В та ПМК-110К-23 і становлять відповідно 0,83 МН й 0,81 МН для однорідного поїзда і 0,86 МН й 0,83 МН для неоднорідного поїзда. Найменший рівень зусиль отримано при обладнанні вагонів фрикційно-полімерними поглинаючими апаратами типу АПМ-120-Т1 і ПМКП-110. Зниження максимальних значень поздовжніх сил в однорідному та неоднорідному поїздах досягає близько 24% для апаратів АПМ-120-Т1 і 17% для апаратів ПМКП-110 у порівнянні з поздовжніми силами, що виникають у міжвагонних з'єднаннях при обладнанні вагонів поглинаючими апаратами фрикційно-пружинного типу, наприклад Ш-2-В.

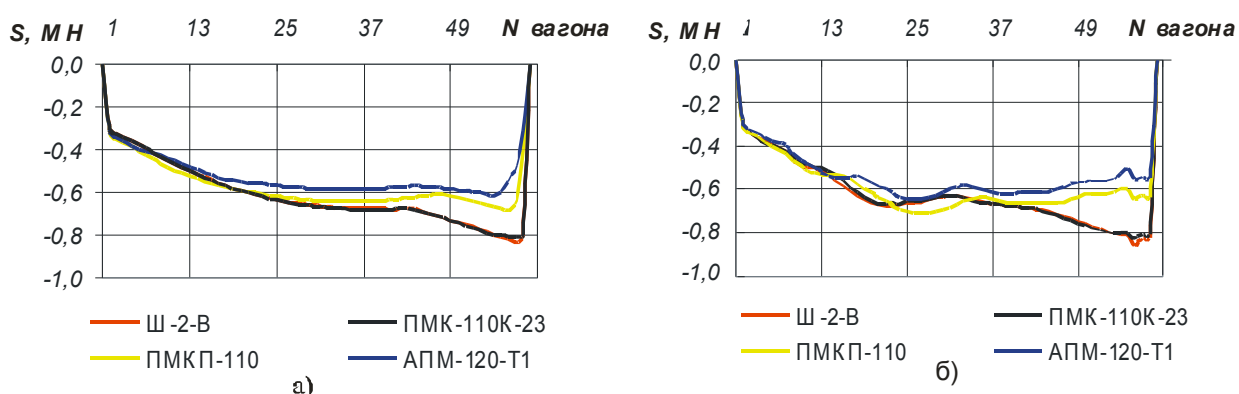


Рис.6. Розподіл максимальних стискальних зусиль по довжині поїзда при екстреному гальмуванні однорідного (а) та неоднорідного (б) поїздів

Таким чином, проведені дослідження показали, що обладнання автозчепів вагонів вантажного поїзда фрикційно-полімерними поглинаючими апаратами АПМ-120-Т1 дозволяє знизити рівень максимальних поздовжніх зусиль при перехідних режимах руху і тим самим підвищити рівень безпечного транспортування вантажів залізничним транспортом.

ВИСНОВКИ

В роботі вирішено науково-практичне завдання удосконалення конструкцій поглинаючих апаратів збільшеної енергоємності, що належать класу Т1, зниження поздовжньої динамічної навантаженості вагонів при експлуатаційних і маневрових режимах руху вантажних поїздів. На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

1. В роботі вирішено науково-прикладну задачу з розробки математичної моделі для визначення силової характеристики поглинаючого апарата збільшеної енергоємності АПМ-120-Т1, розроблено технічні вимоги та пропозиції щодо створення перспективної конструкції поглинаючого апарата класу Т1, обладнаного пружними блоками.

2. Вперше при розробці математичної моделі для визначення силових характеристик фрикційно-полімерного поглинаючого апарата враховано нелінійну характеристику підпільного блока і швидкості відносних переміщень для кожної з пар тертя;

3. Проведено параметричну оптимізацію кутів клинової системи поглинаючого апарата, визначено значення кутів, при яких енергоємність апарата має максимальне значення.

4. Удосконалено програми та методики копрових випробувань поглинаючих апаратів і випробувань при співударах вагонів.

5. На підставі математичного моделювання роботи поглинаючих апаратів створено апарати моделей АПМ-110-К-23 і АПМ-120-Т1, які до теперішнього часу пройшли повний комплекс випробувань, сертифіковані в системах РС ФЖТ та УкрСЕПРО, захищені патентами. Теоретичні дослідження з використанням розробленої математичної моделі для визначення силової характеристики апарата АПМ-120-Т1 дозволили скоротити обсяг та строки експериментального його відпрацювання.

6. Проведені експериментальні дослідження показали відповідність поглинаючого апарата моделі АПМ-120-Т1 класу Т1 згідно ОСТ 32.175-2001 .

7. Показано задовільне узгодження результатів теоретичних та експериментальних досліджень з визначення силової характеристики поглинаючого апарата АПМ-120-Т1 при його номінальній і максимальній енергоємностях.

8. Удосконалено математичну модель для дослідження процесу зіткнення вагона-цистерни, обладнаного перспективними поглинаючими апаратами, з перешкодою.

9. Проведено дослідження процесу співудару вагона-цистерни, обладнаного поглинаючими апаратами із силовими характеристиками різного виду, з перешкодою. Як розрахункова схема вагона-цистерни використана схема, що дозволяє розділити пружно-дисипативні властивості вагона та поглинаючого апарата. Отримано, що урахування коливань вільної поверхні рідини в котлі цистерни при стандартному рівні недоливу та вид силової характеристики поглинаючого апарата впливають як на характер, так і на рівень максимальних значень стискального зусилля, яке діє на вагон-цистерну, на рівень прискорення цистерни та можливість виникнення пластичних деформацій конструкції вагона-цистерни.

10. Проведено оцінку ефективності роботи поглинаючих апаратів моделі АПМ-120-Т1. Досліджено пуск в хід та екстрене гальмування поїздів, вагони яких обладнані поглинаючими апаратами різного типу. Отримано, що обладнання автозчепів вагонів вантажного поїзда фрикційно-полімерними поглинаючими апаратами АПМ-120-Т1 дозволяє знизити рівень максимальних поздовжніх сил до 24% у порівнянні з поздовжніми силами, що виникають у міжвагонних з'єднаннях при обладнанні вагонів поглинаючими апаратами фрикційно-пружинного типу Ш-2-В, і тим самим підвищити рівень безпечного транспортування вантажів залізничним транспортом.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ З ТЕМИ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Богомаз Г. И. Оценка параметров поглощающего аппарата АПМ-110-К-23 грузового вагона при ударных нагружениях / Г. И. Богомаз, В. М. Бубнов, Н. Е. Науменко, А. А. Никитченко // Техн. механика. – 2006. – №2. – С. 64 – 68.

2. Богомаз Г. И. Оценка параметров фрикционно-полимерного поглощающего аппарата / Г. И. Богомаз, В. М. Бубнов, Н. Е. Науменко, А. А. Никитченко, И. Ю. Хижа // *Залізн. трансп. України*. – 2007. – №6. – С. 48 – 50.
3. Науменко Н. Е. Оценка влияния силовых характеристик перспективных поглощающих аппаратов на динамику грузового поезда при нестационарных режимах движения / Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа, А. А. Никитченко // *Техн. механика*. – 2009. – №2. – С. 27 – 31.
4. Мямлин С. В. Построение математической модели фрикционно-полимерного поглощающего аппарата / С. В. Мямлин, Н. Е. Науменко, А. А. Никитченко // *Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна*. – 2008. – Вип. №24 – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2008. – С. 25 – 33.
5. Разработка и исследование фрикционно-полимерного поглощающего аппарата класса Т1 / В. М. Бубнов, Г. И. Богомаз, С. В. Мямлин, А. А. Никитченко // *Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: V междунар. науч.-технич. конф., 4 - 6 июля 2007 г.: тезисы докл.* – СПб., 2007. – С. 39 – 40.
6. Оценка силовых характеристик фрикционно-полимерного поглощающего аппарата класса Т1 / В. М. Бубнов, А. А. Никитченко, Г. И. Богомаз, Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа // *Проблемы механики железнодорожного транспорта: Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение: XII международная конференция, 28 - 30 мая 2008 г.: тезисы докл.* – Днепропетровск, 2008. – С. 47.
7. Построение математической модели фрикционно-полимерного поглощающего аппарата класса Т1 / В. М. Бубнов, Г. И. Богомаз, А. А. Никитченко // *Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: Управління, економіка і технології: IV міжнародна науково-практична конференція: тези доповідей* – Київ, 2008. – С. 13 – 14.
8. Математическое моделирование и экспериментальное исследование упруго-полимерного поглощающего аппарата / А. А. Никитченко // *Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: вопросы динамики, прочности и износа: Научно-технический семинар, 9-12 февраля 2009г.: тезисы докл.* – Брянск, 2009. – С. 41 – 42.

Аннотация

Никитченко А.А. Усовершенствование конструкций поглощающих аппаратов автосцепок с целью снижения нагруженности грузовых вагонов. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 – подвижной состав железных дорог и тяга поездов. Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, Днепропетровск, 2010.

В диссертации выполнен анализ конструкций существующих поглощающих аппаратов. Установлено, что уменьшить эксплуатационную нагруженность подвижного состава и тем самым повысить безопасность

перевозок грузов можно за счет повышения энергоемкости поглощающих аппаратов. Разработаны технические требования и предложения по созданию перспективной конструкции поглощающего аппарата класса Т1. Сформулирована цель, поставлены задачи исследования.

Разработана методика расчета силовых характеристик фрикционно-полимерного поглощающего аппарата, учитывающая нелинейную силовую характеристику подпорного блока и изменение коэффициентов трения в зависимости от скорости скольжения поверхностей трения. В ходе проведения натурных испытаний получено удовлетворительное согласование результатов теоретических и экспериментальных исследований.

На основании проведенных исследований созданы поглощающие аппараты моделей АПМ-110-К-23 и АПМ-120-Т1, которые в настоящее время прошли полный комплекс испытаний, сертифицированы в системах РС ФЖТ и УкрСЕПРО, защищены патентами.

С целью определения рациональных значений параметров клиновой системы, при которых энергоемкость аппарата АПМ-120-Т1 имеет максимальное значение, проведены исследования методами параметрической оптимизации. Полученные значения углов позволят повысить энергоемкость поглощающего аппарата порядка 10%.

Усовершенствована математическая модель колебаний вагона-цистерны в продольной вертикальной плоскости ее симметрии. В качестве расчетной схемы вагона-цистерны использована схема, позволяющая разделить упруго-диссипативные свойства вагона и поглощающего аппарата. При исследовании процесса соударения вагона-цистерны с преградой, вагон без поглощающего аппарата схематизировался упрощенной расчетной схемой в виде сосредоточенной массы, разветвленной цепочкой двух упруго-связанных сосредоточенных масс или эквивалентным твердым телом с математическим маятником.

Методом математического моделирования проведены исследования влияния силовых характеристик пластинчатого металлокерамического поглощающего аппарата (АПМ-110-К-23) на нагруженность вагона-цистерны модели 15-1547 при продольных ударных воздействиях, вызванных соударением вагона-бойка с вагоном-цистерной, подпертым сцепом вагонов массой 500 т.

Анализ проведенных расчетов показал, что учет колебаний свободной поверхности жидкости в котле цистерны при стандартном уровне недолива, составляющем 0,295 м, сказывается и на характере, и на уровне максимальных значений сжимающих усилий, действующих на вагон-цистерну. Снижение уровня максимальных усилий, действующих на вагон-цистерну, связано с выделением подвижной части жидкого груза и уменьшением основной массы вагона-цистерны. При этом изменения усилий во времени имеют более выраженный колебательный характер.

Показано, что значения максимальных сжимающих усилий в соединении вагона-цистерны с вагоном-бойком, ускорений вагона-цистерны, а также скоростей соударения, при которых возникают пластические деформации конструкции вагона-цистерны, существенно зависят от типа поглощающих аппаратов, которыми оборудованы автосцепки исследуемых вагонов.

Дана оценка эффективности работы поглощающих аппаратов модели АПМ-120-Т1 в случае исследовании динамики грузового поезда при переходных режимах движения. Исследованы пуск в ход и экстренное торможение поездов, вагоны которых оборудованы поглощающими аппаратами различного типа. Оборудование автосцепок вагонов грузового поезда фрикционно-полимерными поглощающими аппаратами АПМ-120-Т1 позволяет снизить уровень максимальных продольных сил при переходных режимах движения до 24% по сравнению с продольными силами, возникающими в межвагонных соединениях при оборудовании вагонов поглощающими аппаратами фрикционно-пружинного типа (Ш-2-В), и тем самым повысить уровень безопасной транспортировки грузов железнодорожным транспортом.

Ключевые слова: поглощающий аппарат, силовая характеристика, энергоёмкость, подпорный блок, клиновая система, экспериментальные исследования, динамическая нагруженность, вагон-цистерна, соударение, переходные режимы движения.

Анотація

Нікітченко А.А. Удосконалення конструкцій поглинаючих апаратів автосцепів з метою зниження навантаженості вантажних вагонів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів. Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, Дніпропетровськ, 2010.

Дисертація присвячена питанням створення поглинаючих апаратів підвищеної енергоємності класу Т1, розробки математичної моделі для визначення силових характеристик перспективних фрикційно-пружних поглинаючих апаратів і вибору раціональних параметрів їхньої клинкової системи. Удосконалено математичну модель співудару вагона-цистерни з перешкодою. Досліджено вплив силових характеристик поглинаючих апаратів на навантаженість залізничних екіпажів при їх зіткненнях з перешкодою. Проведено дослідження динаміки вантажного поїзда при перехідних режимах руху і показано оцінку ефективності роботи поглинаючого апарата АПМ-120-Т1.

Ключові слова: поглинаючий апарат, силова характеристика, енергоємність, підпирний блок, клинова система, динамічна навантаженість, вагон-цистерна, співудар, перехідні режими руху.

Annotation

Nikitchenko A.A. Improvement of constructions of center coupler draft gears with the purpose of load reduction of freight cars. - Manuscript.

Dissertation for a candidate's degree in engineering sciences on speciality 05.22.07 - railway rolling stock and train traction. – Dniprietrovsk V.Lazaryan National university of railway transport of the Transport and Communication Ministry of Ukraine, Dnipropetrovsk, 2010.

Dissertation is devoted the questions of creation of draft gears increased power-consuming of class of T1, development of mathematical model for determination of power characteristic of perspective friction-resilient draft gears and choice of rational parameters of their wedge system. The mathematical model of impacting of tank-car is improved with an obstacle. Investigational influence of power characteristic of draft gears on loading of railroad cars at their impacts with an barrier. The estimation of efficiency of work of draft gears of АПМ-120-T1 is for the case of research of dynamics of freight train at transient behaviors of motion.

Keywords: draft gear, power characteristic, energy intensity, backup block, wedge system, dynamic loading, tank-car, impact, transient behaviors of motion.

НІКІТЧЕНКО АНДРІЙ АНДРІЙОВИЧ

**УДОСКОНАЛЕННЯ
КОНСТРУКЦІЙ ПОГЛИНАЮЧИХ АПАРАТІВ АВТОЗЧЕПІВ З
МЕТОЮ ЗНИЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ
ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ**

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Надруковано згідно з оригіналом автора

Формат паперу 60×48 1/16. Ум. друк. арк. 0,9. Обл.-вид. арк. 1,0.

Замовлення №_____. Тираж 100

Видавництво Дніпропетровського національного університету залізничного
транспорту імені академіка В. Лазаряна

Свідоцтво суб'єкта видавничої діяльності ДК №3115 від 31.03.2003

Адреса видавництва та дільниці оперативної поліграфії:
вул. Академіка Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, 49010.

www.diitvv.dp.ua