

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ УКРАЇНИ
ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

УДК 656.2.08:691.3

на правах рукопису

ГРАНОВСЬКА НАТАЛІЯ ЙОСИПЕНА

РОЗРОБКА ДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЕЙ ПОЇЗДА ТА ПРОГРАМНОГО
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДЛЯ АНАЛІЗУ АВАРІЙ ПРИ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ
РУХУ ПОЇЗДІВ

05.22.07. Рухомий склад залізниць
та тяга поїздів

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
дисертації на здобуття вченого ступеня
кандидата технічних наук



Дніпропетровськ - 1996



00759664 (.)

Робота виконана у
технічному університеті залізничного транспорту.

Науковий керівник

- доктор технічних наук,
професор

Л.А.МАНАНКІН

Офіційні опоненти

- доктор технічних наук,
старший науковий співробітник
БОГОМАЗ Г.І.

- кандидат технічних наук,
доцент

РЕДЧЕМЕЯСТЕР Г.В.

Провідне підприємство

- Маріупольський науково-
дослідний проектно-конс-
трукторський технологіч-
ний інститут концерну
"Азовмаш"

Захист дисертації відбудеться 22.4 1996р. о 14 год.
00 хв. на засіданні спеціалізованої ради Д 03.04.02 при
Дніпропетровському державному технічному університеті
залізничного транспорту (ДІТ) за адресою: 320700, МСП,
м.Дніпропетровськ, вул.Академіка Лазаряна, 2, ауд.224.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці
університету.

Автореферат розіслано "12" 03 1996р.

Відгуки на автореферат у двох примірниках, які заві-
рені печаткою, просимо надсилати у спеціалізовану раду
університету.

Вчений секретар

спеціалізованої ради

кандидат технічних наук, доцент

Л.В.ПЕТРОВИЧ

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Однією з провідних задач, що стоять перед робітниками залізничного транспорту і вченими, які працюють у цій галузі, є забезпечення безаварійності руху поїздів і маневрових робіт. Незважаючи на всі заходи, повністю виключити аварії на залізничному транспорті практично неможливо. У зв'язку із складністю експериментальних досліджень аварійних ситуацій і розглядом їх причин використання математичних моделей, що дозволяють оцінювати значення різних факторів, які приводять до аварій і впливають на проходження аварійних процесів, є основним методом дослідження.

Мета роботи. Розробка методів математичного моделювання двох типів аварій, а саме:

- зіткнень (наїздів) поїздів (без в'яснення причин, що приводять до них), для прогнозування наслідків для рухомого складу;

- сходжень вагонів з рейок під впливом великих змінних поздовжніх сил і вироблення рекомендацій для запобігання подібних явищ.

В останньому випадку не приймається до уваги стаціонарні коливання, що викликані взаємодією реальної колії і колес вагонів, а основна увага приділяється передумовам сходжень, які викликані лише достатньо великими нестационарними поздовжніми силами, що ведуть до обезвантаження колесних пар.

Рішення цієї задачі потребувало:

- розробки математичних моделей і програмного забезпечення, які дозволяють з достатньою для практики точністю і можливо меншими витратами машинного часу імітувати за допомогою ЕОМ вказані аварійні ситуації;

- розглядання прикладів використання розроблених моделей для аналізу аварійних ситуацій з метою розробки рекомендацій по зменшенню шкоди від аварій.

Методи досліджень. Для досліджень поздовжніх і плоских (у вертикальній поздовжній площині) коливань вагонів і вагетків були використані диференціальні рівняння руху у вигляді системи звичайних диференціальних рівнянь, інтегрування яких проводилося методом Адамса-Башфорта з розгоном за метою

дом Рунге-Кутте.

Результати розрахунків були співставлені з експериментальними даними, одержаними у лабораторії динаміки і міцності рухомого складу ДііТу.

Наукова новизна. Розроблено новий алгоритм обчислювання сил у міжвагонних з'єднаннях, які обладнані фрикційними поглинаючими апаратами, що враховує ті ж основні особливості їх роботи, що й математична модель, що раніш використовувалась, але має порівняно з нею більш коротку програмну реалізацію.

Розроблено варіант математичної моделі фрикційних поглинаючих апаратів, в якому нелінійна характеристика при навантаженні формується інтегруванням кусково-сталої функції (диференціальної жорсткості з'єднання), що дозволяє задавати параметри безпосередньо фрикційних поглинаючих апаратів.

Розроблені алгоритми і програма для моделювання роботи з'єднань вагонів, обладнаних гідравлічними (типу ГА-500) і фрикційними поглинаючими апаратами.

Розроблена математична модель плоских коливань вагонів у поїзді, що дозволяє при коректному зменшенні кількості диференціальних рівнянь руху достатньо точно визначати сили, які діють на вагон під час руху поїздів.

Розроблена для чисельної реалізації нова математична модель формування вертикальних сил і моментів взаємодії двох сусідніх вагонів через автосчіп, відмінною особливістю якої є врахування можливості перевалки автосчіпа на п'яті його спирання в упорну плиту чи клин. При цьому використовуються умови стійкості рівноваги автосчіпу від перекидання.

Розроблена математична модель і відповідне програмне забезпечення для досліджень навантаження окремих вагонів в поїзді без зміни часових характеристик зміни сил, які діють на вагони, при зменшенні кількості диференціальних рівнянь руху системи. Оцінена похибка моделі.

Практична цінність роботи. Доведено методом чисельного експерименту та з використанням даних натурних досліджень, які одержані іншими авторами, що кількість вагонів, рух яких необхідно розглядати як плоский, повинна бути на 4 вагони більшою, ніж довжина зчепу, який досліджується.

Проведено зрівняння різних способів підрахування зовнішніх сил, які діють на вагони в поїзді, при зменшенні порядку системи диференціальних рівнянь, що описують рух

поїзда. Доведено, що, в залежності від виду вирішуваної задачі, можливо зниження порядку вихідної системи у 4-16 разів при підрахуванні зовнішніх сил, які діють на всю групу вагонів в цілому, що дозволило дати рекомендації при розробці динамічної моделі поїзда, який працює в натуральному масштабі часу, для тренажера машиніста.

Розроблено програму для дослідження аварійних співударів цистерн, у тому числі ударів автозчіпом у днище цистерни; елементи пакета "ПОЇЗД" і САПР "ВАГОН", підсистема АРМ для ревізора безпеки.

Для поїздів із вагонами з небезпечними вантажами визначена кількість необхідних вагонів прикриття для виконання обраних умов безпеки, прискорення вагонів і динамічні навантаження, що діють на вантаж в аварійних ситуаціях, для проведення його випробувань.

Доведено, що амортизація зчепів вагонів гідравлічними поглинаючими апаратами істотно знижує рівень сил, що діють на вагони і рухомі вантажі, розташовані в них, при зіткненнях зчепів і пусках в хід поїздів з такими зчепами, а також зменшує прискорення вагонів і вантажу.

Визначені найбільш сприятливі за рівнем поздовжніх сил розподілення вздовж довговалкових порожніх поїздів вагонів з гальмами, що вимкнуті, і рівень розрядження гальмівної магістралі.

Реалізація результатів. За договорами, які були виконані ДІІТом,

- САПР "Вагон" переданий у МІІТ, (м.Москва) і на Уралвагонзавод, (м.Нижній Тагіл);

-ПІП "ПОЇЗД" переданий у ВНДІЗТ, (м.Москва);

-Південно-Уральській залізниці видані рекомендації по розподілу вагонів з вимкнутими гальмами вздовж поїзду і по рівню ступеня розрядження гальмівної магістралі;

-АРМ ревізора безпеки передан Придніпровській залізниці.

Результати досліджень з транспортування вагонів зі спеціальними контейнерами, які одержані за проханням вантажного відділення ВНДІЗТ, передані туди та використані при розробці цих контейнерів і складенні інструкцій по формуванню поїздів, що містять вагони з такими контейнерами.

Програма для визначення навантажень, що діють на цистерни при позаштатних ситуаціях, розроблена на замовлення

МІДІКІ та передана для використання.

Особиста участь автора в одержанні результатів, що викладені в дисертації, виявляється в наступному:

- участь в розробці математичних моделей поглинаючих апаратів,
- участь в розробці математичної моделі плоских коливань вагона в поїзді;
- участь в розробці алгоритмів підрахування сил, що діють на окремі вагони в поїзді;
- розробка програм для реалізації математичних моделей на ЕСМ;
- проведення математичних експериментів для визначення навантажувальності вагонів і вантажів при перехідних режимах руху, у тому числі аварійних.

Апробація роботи. Результати роботи були викладені і обговорені на Всесоюзних наукових конференціях "Проблеми механіки залізничного транспорту" (м. Дніпропетровськ, 1980, 1984, 1988 рр.), Всесоюзній науково-технічній конференції "Перспективи розвитку вагонуобудування" (м. Москва, 1988р.), Всесоюзній науково-технічній конференції "Методи і засоби діагностування технічних засобів залізничного транспорту" (м. Сімськ, 1989р.), Всесоюзній науковій конференції "Моделювання систем і процесів керування на транспорті" (м. Москва, 1991р.), VIII науковій конференції "Проблеми механіки залізничного транспорту" (м. Дніпропетровськ, 1992р.), Міжнародному симпозиумі "Безпека перевізних процесів" (м. Москва, 1996р.), міському семінарі з механіки (м. Дніпропетровськ, 1996р.), спільному семінарі кафедр "Теоретична механіка" і "Будівельна механіка" Дніпропетровського державного технічного університету залізничного транспорту (м. Дніпропетровськ, 1996р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 12 друкованих робіт.

Структура та обсяг роботи. Дисертація викладена на 106 сторінках машинописного тексту, складається з шести розділів, висновків, списку літератури (109 назв), малюнків і таблиць у тексті дисертації.

ОСНОВНА ЗМІСТ РОБОТИ

У першому розділі обґрунтовується актуальність використання математичного моделювання для визначення аварійних ситуацій при перехідних режимах руху поїздів, що

викликані великими змінними поздовжними силами.

У другому розділі дається огляд літератури, проведено аналіз досліджень у галузі динаміки поїздів, сформульовані мета та задачі роботи.

Всі аварійні ситуації на залізничному транспорті можна поділити на дві великі групи. До першої групи відносяться зіткнення поїздів, що рухаються по одній колії, наїзди поїзду на поїзд (зчеп), що стоїть, та удари після спуску вагонів з гірок з великою швидкістю. До другої групи аварій належать сходження колес з рейок, причиною яких можуть бути дефекти колії та ходових частин вагону, втрата стійкості руху вагонів внаслідок перевищення швидкості руху, а також коливання вагонів при дії великих змінних поздовжніх сил, що виникають при перехідних режимах руху. В роботі розглядаються тільки такі аварійні ситуації, причини яких пов'язані з діями на рухомий склад поздовжніми силами.

Перехідні режими руху поїздів досліджувалися багатьма вченими-механіками, починаючи з М.Є.Жуковського. Основний внесок у розвиток математичних методів дослідження поздовжніх коливань вагонів за допомогою ЕОМ був зроблен вченими дніпропетровської школи механіків на чолі з академіком В.А.Лазаряном. У його роботах і роботах його учнів Блохіна Є.П., Богомаза Г.І., Каблукова В.А., Конатонка С.И., Манашкіна Л.А., Рижова О.В., Стамблера Є.Л., Стукалова А.І., Хачепурідзе М.М. та інших поїзд переважно розглядався як ланцюжок твердих тіл, що з'єднані нелінійними зв'язками і здійснюють поздовжні коливання. У роботах Галеєва А.У., Панькіна М.А., Першиця Ю.І. та їх послідовників були використані інші математичні моделі поїзду. В.А.Лазарян вперше почав враховувати пружні недосконалості та наявність загорів в азотціпах. З появою ЕОМ стало можливим враховувати нелінійність характеристики навантаження поглинаючих апаратів, випадковий характер їх роботи, явище "скопльвання" і "зриву", вплив швидкості стиску апаратів на їх роботу. Велика кількість робіт, в яких проведені дослідження та розробка фрикційних поглинаючих апаратів, виконана у ВІТМі. Це роботи Л.М.Нікольського, Б.Г.Кегліна та інших. В ДІІТі були розроблені математичне моделювання роботи фрикційних поглинаючих апаратів в поїзді, теорія гідрогазових поглинаючих апаратів великої потужності (включаючи термодинамічні аспекти) і ме-

тодика моделювання роботи з'єднань вагонів, обладнаних поглинаючими апаратами різного типу, а також методика зниження порядку системи, що дозволяє досить точно визначити максимальні значення сил у поїзді.

Поряд з розвитком математичної моделі поїзду в цілому розвивалася і ускладнювалася модель коливань окремих одиниць рухомого складу при русі його з постійною швидкістю. Теоретичними дослідженнями вимушених коливань вагонів, експериментами з ними та поїздами в реальних умовах займалися і продовжують займатися багато вітчизняних та закордонних вчених (В.А.Лазарян, Є.П.Блохін, В.Д.Данович, М.Л.Коротенко, Л.А.Манашкін, О.М.Савчук, та інші у ДІІТі; Г.І.Богомаз, Ю.В.Дьомін, Л.М.Резніков, С.Ф.Редько, В.Ф.Ушкалов та інші в ІТМ НАН України; О.Л.Голубенко, А.А.Коняев та інші у ЛМІ, С.М.Куценко та інші у ХНІ; Бубнов В.М., М.Б.Кельріх у Маріуполі; Анісімов П.С., І.В.Біриков, Г.П.Бурчак, Н.І.Ісаєв, В.В.Медель, М.А.Панькін, А.М.Савоськін, А.А.Хохлов, В.Д.Хусідов, Л.А.Шадур та інші у МІІТі; М.Ф.Веріго, С.В.Вершинський, П.Т.Гребенюк, Л.О.Гречова, В.Н.Данилов, В.Г.Іноземцев, О.Я.Коган, Г.В.Костін, А.Д.Кочнов, М.Н.Кудряцев, О.А.Львов, А.Д.Малов, Ю.С.Ромен, Ю.М.Черкашин та інші у ВНДІСТі; А.Д.Кузьмич, В.С.Плоткін, А.І.Речкалов та інші у ВНДІВі; Ю.П.Бороненко, М.М.Соколов, І.І.Челноков та інші у ЛІІІТі; Л.М.Нікольський, Б.Г.Кеглін, Н.А.Костенко, Е.М.Нікольський та інші в ВІТМе; І.І.Бучетич, О.П.Граніс у Рязі; Кім, Куперрайдер, Лоу, Мацудайра, де Патер, Уіккенс та інші).

Після огляду формулюється мета дослідження і виникаючі при її рішенні задачі, викладені раніше.

У третьому розділі описані математичні моделі для дослідження позовдовжних коливань вагонів у поїзді, в тому числі з урахуванням впливу рухомості вантажу, а також новий алгоритм обчислення сил у міжвагонних з'єднаннях з урахуванням можливості обладнання вагонів поглинаючими апаратами різних типів і пластичних деформацій конструкції кузова вагону.

Як модель для визначення позовдовжних сил, що діють на вагони при русі поїзду, обрано або ланцюжок твердих тіл, які зв'язані нелінійними з'єднаннями, котрі моделюють роботу поглинаючих апаратів автотягів, або розрахункова схема у вигляді ланцюжка тіл, до кожного з яких може бути приєднане одне тіло, що здійснює позовдовжні коливання (рухоми вантаж).

Вигляд залежностей сил в автозчіпах S_t і у з'єднаннях вагонів і вантажів S_{jt} від величин відповідних деформацій $q_t(q_{jt})$ та їх швидкостей $\dot{q}_t(\dot{q}_{jt})$ $S_t = S_t(q_t, \dot{q}_t)$ і $S_{jt} = S_{jt}(q_{jt}, \dot{q}_{jt})$ визначається типом і математичними моделями поглинаючих апаратів вагонів і амортизаторів вантажів.

Вважається, що поглинаючі апарати різної фізичної природи включаються у з'єднання вагонів послідовно. Розглянуто варіант математичної моделі фрикційних поглинаючих апаратів, у якому нелінійна характеристика при навантаженні формується інтегруванням кусково - сталої функції (диференціальної жорсткості з'єднання), що дозволяє задавати параметри безпосередньо фрикційних поглинаючих апаратів.

Вводиться допоміжна величина $q_{\Phi t}^*$:

$$q_{\Phi t}^* = \begin{cases} 0, & \text{якщо } 0 < q_t - \delta_{\sigma t} \leq \delta_{\sigma t}^* \\ q_t - \sum_{j=1}^{n_{\sigma}} a_j q_{rj} \operatorname{sign} q_t - \delta_{\sigma t} - \delta_{\sigma t}^*, & \text{якщо } q_t - \delta_{\sigma t} > \delta_{\sigma t}^* \\ q_t - \sum_{j=1}^{n_{\sigma}} a_j q_{rj} \operatorname{sign} q_t - \delta_{\sigma t}, & \text{якщо } q_t - \delta_{\sigma t} < 0, \end{cases}$$

де q_{rj} - деформація j -го гідропарату, $\delta_{\sigma t}$ - величина зазору, n_{σ} - кількість типів гідропаратів у з'єднанні, a_j - кількість гідропаратів кожного типу, $\delta_{\sigma t}^*$ - величина залишкової деформації t -го з'єднання, яка підраховується у момент, коли функція $|S_t|$ переходить через максимум за умовою, що $|q_{\Phi}| > \Delta_{\sigma}^*$ або $|S_t| > S_{\sigma}^*$. Тут S_{σ}^* і Δ_{σ}^* - значення сил і подовжень, що відповідають границі пружності, а S_{σ} і Δ_{σ} - аналогічні величини у випадках, коли залишкова деформації $\delta_{\sigma t}$ дорівнюють нулю. Тоді

$$\Delta_{\sigma}^* = \Delta_{\sigma} + \delta_{\sigma} (1 - k_{ks} / k_k)^{-1} \operatorname{sign} S, \quad S_{\sigma}^* = S_{\sigma} + \Delta_{\sigma} k_{ks} \operatorname{sign}(S \delta_{\sigma}),$$

$$\delta_{\sigma} = (|S|_{\max} - S_{\sigma}) (k_{ks} - k_k)^{-1} \operatorname{sign} q, \quad (2)$$

де k_{ks} - жорсткість конструкції у зоні пластичних деформацій; k_k - жорсткість конструкції у зоні пружних деформацій.

Величина деформації частини з'єднання, що включає у себе тільки фрикційний поглинаючий апарат, підраховується як

$$q_{\Phi t}^* = \begin{cases} 0, & \text{якщо } q_t q_{\Phi t}^* < 0; \\ q_{\Phi t}^*, & \text{якщо } q_t q_{\Phi t}^* \geq 0. \end{cases} \quad (3)$$

Після цього підраховуються сили S_t : $S_t = S_{\Phi} \operatorname{sign} q_t$, де

$$S_{\Phi} = \begin{cases} \min(S_N, S_K), & \text{якщо } (q_{\Phi a} < \Delta) \wedge (q_{\Phi a} \dot{q}_{\Phi a} \geq 0); \\ \max(S_P, S_K), & \text{якщо } (q_{\Phi a} < \Delta) \wedge (q_{\Phi a} \dot{q}_{\Phi a} < 0); \\ S_K, & \text{якщо } q_{\Phi a} \geq \Delta; \\ S = (S_a + k_{N\Phi}(|q_{\Phi}| - \Delta^*)) \operatorname{sign}(q_{\Phi} - \delta_a), & \\ \text{якщо } (|S| > S_a^*) \wedge ((q_{\Phi} - \delta_a) \dot{q}_{\Phi} > 0). \end{cases} \quad (4)$$

Останню умову у виразі (4) отримано у припущенні, що матеріал деформується згідно з моделлю Прандтля із зміцненням та при цьому виявляється ефект Баушингера.

В (4): S_{Φ} - сила, що діє у фрикційному апараті в момент часу t ; $q_{\Phi a}$ і $\dot{q}_{\Phi a}$ - стиск і швидкість стиску фрикційного поглинаючого апарату у момент часу t ; $\dot{q}_{\Phi a}$ і $\ddot{q}_{\Phi a}$ - те ж в момент часу $(t-h)$; Δ - найбільший хід поглинаючого апарату;

$$S_N = \dot{S}_{\Phi} + k_N(q_{\Phi} - \dot{q}_{\Phi}), \quad S_P = \dot{S}_{\Phi} + k_N(q_{\Phi} - \ddot{q}_{\Phi}), \quad (5)$$

$S_K = \dot{S}_{\Phi} + k_K(q_{\Phi} - \ddot{q}_{\Phi}) + \beta_K(\dot{q}_{\Phi} - \ddot{q}_{\Phi}) \operatorname{sign} q_{\Phi}$,
 k_N і k_P - величини жорсткостей поглинаючого апарату на етапах навантаження та розвантаження, відповідно; k_K - жорсткість елемента, що моделює роботу конструкції вагону; β_K - коефіцієнт в'язкості цього елемента, S_{Φ} - значення S_{Φ} у момент часу $(t-h)$; h - крок розрахунку.

У виразі (5) k_N визначається жорсткістю $k_{N\Phi}$ всіх включених послідовно елементів фрикційного апарату, що деформуються, і жорсткістю конструкції вагону, тобто

$$k_N = k_{N\Phi} (1 + k_{N\Phi}/k_K)^{-1}.$$

Величина жорсткості поглинаючого апарату $k_{N\Phi}^a$ не є сталою. Якщо змінення величини $k_{N\Phi}^a$ апроксимувати кусково - сталою функцією і припустити, що крок інтегрування рівнянь руху поїзду h такий, що у проміжку $(t-h, t)$ величина q_{Φ} змінюється мало, то жорсткість k_N в (5) можливо визначати як

$$k_N(q_{\Phi a}) = (k_{N\Phi}^a(q_{\Phi a})^{-1} + k_K^{-1})^{-1}, \quad (6)$$

де k_K - дійсна жорсткість конструкції вагону.

Хід фрикційного апарату визначається таким чином:

$$q_{\Phi a} = \begin{cases} \ddot{q}_{\Phi a}, & \text{якщо істинно А}; \\ \ddot{q}_{\Phi a} + (S_N - \dot{S}_{\Phi})/k_N(\ddot{q}_{\Phi a}), & \text{якщо істинно В}; \\ \Delta, & \text{якщо істинно С, інакше } q_{\Phi a} = 0, \end{cases} \quad (7)$$

де $\dot{S}_{\Phi} = S_N(t-h)$;

$$\begin{aligned}
 A &= (\dot{q}_{\Phi a} < \Delta) \wedge ((S_K < S_H) \wedge (q_{\Phi} \dot{q}_{\Phi} > 0)) \vee ((S_K > S_P) \wedge (q_{\Phi} \dot{q}_{\Phi} < 0)); \\
 B &= (\dot{q}_{\Phi a} < \Delta) \wedge ((S_K > S_H) \wedge (q_{\Phi} \dot{q}_{\Phi} > 0)) \vee ((S_K < S_P) \wedge (q_{\Phi} \dot{q}_{\Phi} < 0)); \\
 C &= (q_{\Phi a} = \Delta) \wedge (S_{\Phi} > S_{\Phi}).
 \end{aligned}$$

Проведені порівняння показують, що запропоновані моделі дозволяють визначати максимальні сили у міжвагонних з'єднаннях з тією ж точністю, що і відомі раніш.

В четвертому розділі наведено опис математичної моделі для вивчення коливань вагонів в їх поздовжній площині симетрії. При цьому прийняті наступні припущення:

-колія пряма у плані з переломами поздовжнього профілю, при цьому радіуси сполучення похилих ділянок колії достатньо великі для того, щоб можна було знехтувати відношенням геометричних розмірів вагону до цих радіусів;

-ресорне підвішування пружнофрикційне, послідовно з ним включена пружина, що імітує податливість необресорених частин візків та колії під обома колесними парами візків. Пружнов'язкі властивості колії приймаються до уваги тільки тоді, коли ресорне підвішування не працює.

Вибрана розрахункова схема складається з трьох твердих тіл: кузов та двох візків. Кузов вагону та візки здійснюють плоско-паралельний рух у рухомій системі координат, що рухається вздовж осі колії. При цьому поступальний рух необресорених частин візків вздовж вертикальної осі та обертальний рух навколо поперечних осей вважається заданими, визначеними геометричними нерівностями колії та симетричними дефектами колісних пар. Маси обресорених частин візків при вертикальних переміщеннях вважаються приєднаними до кузова вагону. Надресорні балки разом з під'ятниками не обертаються навколо своїх горизонтальних осей, а тільки відносно необресореної частини візків. Приймається до уваги перевалка кузова на п'ятниках при неоднакових відносних поворотах кузова і надресорних балок візків, знервантаження ресорних комплектів, враховується тертя п'ятника по поверхні опирання та по внутрішній поверхні бурта під'ятника.

Диференціальні рівняння руху кожного екіпажу були складені у вигляді рівнянь Лагранжа другого роду та зведені до нормальної форми Коши, до правих частин яких входять узагальнені сили взаємодії сусідніх вагонів - поздовжні та вертикальні сили і їх моменти, а також сили інерції та

реакції ресорних комплектів.

При плоских коливаннях вагону виникають вертикальні зміщення їх суміжних кінців (вздовж осі z). Ці зміщення Δ_{at} викликають вертикальні сили взаємодії P_{at} , які можуть мати різну фізичну природу. Сили P_{at} виникають тільки при взаємодії вагонів одночасно з поздовжньою силою S_t . З'єднання нежорстких чи напівжорстких автотчіпів з кузовом суміжних вагонів при не дуже великих їх відносних зміщеннях являють собою циліндричний шарнір, що дозволяє поворот тільки відносно осі z . При цій умові сила P_{at} взаємодії суміжних вагонів вздовж осі z обумовлена деформаціями конструкцій вагонів та силами тертя $\mu_a |S_t|$, (μ_a - коефіцієнт тертя), паралельними осі зчеплення автотчіпів та виникаючими при дії сили S_t при ковзанні поверхонь автотчіпів один відносно одного, і позначена P_{at}^* .

Сила $P_{авт}^*$ пружної взаємодії двох суміжних вагонів визначається за допомогою формули, яку складено для одержання рішення методами чисельного інтегрування диференціальних рівнянь руху,

$$P_{авт}^* = P_{at}^*(t - h_t) + c_{квт}(\Delta_{at}(t) - \Delta_{at}(t - h_t)), \quad (8)$$

де h_t - крок інтегрування, t - час, Δ_{at} - відносне зміщення точок приєднання автотчіпів до $(i-1)$ -го і i -го вагонів, яке залежить від вертикальних переміщень суміжних точок сусідніх вагонів.

При не дуже великих відносних зміщеннях вздовж осі z осей автотчіпів сила $P_{ат}^*$ взаємодії вагонів визначається за допомогою алгоритму

$$P_{ат}^* = \begin{cases} 0, & \text{якщо } S_t = 0; \\ \min(P_{авт}^*, \mu_a |S_t|), & \text{якщо } (S_t \neq 0) \cap (\Delta_{ат} \geq 0); \\ \max(P_{авт}^*, -\mu_a |S_t|), & \text{якщо } (S_t \neq 0) \cap (\Delta_{ат} < 0). \end{cases} \quad (9)$$

Крім сили $P_{ат}^*$, у цьому випадку на кузов діє пара сил з моментом M_t^* , що дорівнює

$$M_t^* = S_t \Delta_{ат} / 2 - P_{ат}^* l_a, \quad (10)$$

де l_a - довжина автотчіпу.

Як тільки величина цього моменту буде перевищувати значення $|S_t| d_a$ ($2d_a$ - висота перетину хвостовика автотчіпу), відбудеться "перекладання" автотчіпу та виникне "точкове", шарнірне з'єднання його з кузовом зі зміщенням відносно осі автотчіпу на величину d . З точністю до малих другого по-

рядку, величини сил і моментів, діючих на кузов, становлять

$$S_{at} \approx S_{at} \approx S_t, \quad P_{at} \approx S_t \varphi_{at}, \quad M_t = S_t d_{at}, \quad (II)$$

де $d_{at} = d_a \text{sign}(M_t^* S_t)$.

У виразі (II)

$$\varphi_{at} = -(2d_a \text{sign} M_t^* - \Delta_{at} \text{sign} S_t) / 2l_a = -(2d_{at} - \Delta_{at}) \text{sign} S_t / 2l_a,$$

якщо $|M_t^*| > |S_t| d_a$, інакше $\varphi_{at} = 0$. (I2)

При $|\varphi_a + \varphi_t| \geq \varphi_{am}$ (φ_{am} - найбільший кут між автзчіпом та кузовом, що визначається зазором δ_a між поверхнями хвостовику та розетки чи центруючої балочки, φ_t - кут поворота i -го вагону) шарнір, що утворився при "перекиданні" автзчіпу, знов закривається. Остаточно одержуємо:

$$P_{at} = \begin{cases} P_{at}^* & , \text{якщо } |M_t^*| \leq |S_t| d_a; \\ S_t \varphi_{at} & , \text{якщо } (|M_t^*| > |S_t| d_a) \cap (|\varphi_a + \varphi_t| \leq \varphi_{am}); \\ P_{at}^* + S_t \varphi_{am} & , \text{якщо } (|M_t^*| > |S_t| d_a) \cap (|\varphi_a + \varphi_t| > \varphi_{am}); \end{cases} \quad (I3)$$

$$M_t = \begin{cases} S_t \Delta_{at} / 2 - P_{at}^* l_a & , \text{якщо } \varphi_{at} = 0; \\ S_t d_{at} & , \text{якщо } (\varphi_{at} \neq 0) \cap (|\varphi_a + \varphi_t| < \varphi_{am}); \\ S_t d_{at} - P_{at}^* l_a / 2 & , \text{якщо } |\varphi_a + \varphi_t| \geq \varphi_{am}. \end{cases} \quad (I4)$$

де $\varphi_{am} = 2\delta_a / l_a$.

В останніх рядках виразів (I3)-(I4) використовується значення φ_{at} , отримане за допомогою формули (I2). При цьому, якщо $|\varphi_{at}| > \varphi_{am}$, то $\varphi_{at} = \varphi_{am} \cdot \text{sign} \varphi_{at}$.

В аварійних випадках різниці рівнів осей автзчіпів можуть досягати значних величин, тому в алгоритмі обчислення вертикальних сил моделюється явище саморозчеплення (якщо різниця височин осей автзчіпів від головок рейок досягає 150мм). При саморозчепленні змінюються характеристики сил поздовжньої взаємодії вагонів (при ударах змінюється жорсткість R_M чи R_K , при русі - поздовжня сила стає рівною нулю).

Реакції $R_{п'ят}$ опор візків типу І8-100 обчислюються за допомогою того ж самого алгоритму, що й сили, які виникають при стиску фрикційних поглинаючих апаратів, а поздовжні сили взаємодії п'ятнику та підп'ятнику - за допомогою алгоритму, аналогічного до того, що записаний виразом (9) з урахуванням того, що п'ятник вагону може підійнятися вище сурта підп'ятника та що можливий злом шкворня.

Проведені порівняння результатів моделювання з

використанням розробленої моделі та дослідних даних говорять про достовірність цієї математичної моделі.

У п'ятому розділі розглядаються проблеми зниження порядку системи диференціальних рівнянь, що описує поздовжні чи плоскі коливання вагонів у поїзді.

Раніш було розроблено метод зниження порядку системи рівнянь при вивченні поздовжніх коливань вагонів. При цьому зовнішня сила, діюча на тіло, що імітує рух групи вагонів, підраховувалась як сума зовнішніх сил, що діють на кожний вагон (перший спосіб). Другий спосіб полягає у тому, що визначається безпосередньо результуюча зовнішня сила, що діє на деяку групу з n екіпажів (тобто на відповідне тіло скороченої моделі поїзду), у залежності від положення центра мас вказаної групи в поїзді та на ділянці колії, а також від швидкості руху центра мас цієї групи. Сумарна гальмівна сила пропорційна загальному числу гальмівних колодок в групі і визначається швидкістю руху центра мас групи та величиною сили натиску гальмівної колодки на колесо вагону, розташованого у центрі групи.

На прикладі типових розрахунків було визначено межі застосування розглянутих вище способів обчислювання зовнішніх сил, а також залежність величини похибки від ступеню зниження порядку вихідної системи рівнянь.

Порівняння результатів розрахунків найбільших поздовжніх сил робиться на прикладах рішення трьох основних задач, для яких визначаються поздовжні сили:

1) для оцінки за рівнем сил у поїзді якості поглинаючих апаратів, гальмівних систем, а також одного чи другого способу водіння поїзду по довгій ділянці колії (в тому числі і при виконанні тягових розрахунків); 2) для оцінки повторюваності сил, діючих на вагони у поїздах; 3) для оцінки найбільших сил в автозчіпах з метою виявлення умов навантаження вагону у визначених місцях поїзду.

Розрахунки показують, що при допустимій похибці визначення поздовжніх сил, що дорівнює 10%, перший спосіб підрахування зовнішніх сил при розв'язанні задач першого типу дозволяє знизити порядок вихідної системи диференціальних рівнянь у 16 разів, а другий - у 8. Витрати машинного часу зменшуються при цьому, відповідно, у 42 рази та 56 разів.

Цей результат було використано при розробці

програмного забезпечення тренажера машиніста, в якому інтегрування рівнянь руху поїзду повинно проводитися у натуральному масштабі часу.

Для задач другого типу визначались частоти появи у різних інтервалах найбільших величин сил, що розтягують та стискають, для двох випадків обчислення зовнішніх сил. Розрахунки показали, що частоти появи сил, що перевищують границю втомленості ІМН, попадають у надійні інтервали, що одержані для повної системи, якщо скорочення системи не перевищує 3 для сил, які розтягують, і 4 — для сил, які стискають, при використанні обох засобів обчислювання зовнішніх сил.

При розв'язанні задач третього типу також ефективніше використовувати у процесі інтегрування скороченої системи диференціальних рівнянь руху поїзду другий засіб обчислювання зовнішніх сил.

При розробці нової методики зниження порядку системи рівнянь руху поїзду враховувалося, що:

1) частоти коливань окремих елементів вагона, що досліджується, у кілька разів вище від частоти власних коливань двох вагонів, які взаємодіють; 2) впливом коливань одного вагону на коливання елементів іншого вагону можна знехтувати, тому що вагони розділяються більш піддатливими (порівняно з жорсткістю конструкції кузову) поглинаючими апаратами.

Поблизу вагона, що досліджується, модель поїзда будувється так, щоби сили, діючі на нього, були достатньо близькими по амплітудним та часовим характеристикам до тих, які очікуються у відповідності з вихідною механічною моделлю поїзду, тобто не змінюється. Поза цим окілком вагони з'єднуються у групи по n вагонів так, як і у раніш відомих методиках. З формули для оцінки похибки диференціально-різницьових рівнянь зі змінним кроком одержуємо, що перехідна зона при припустимій похибці 5-6% складає $\bar{n} - (2\bar{n} - 1)$ вагон, а при 5-10% — \bar{n} вагон.

Було розроблено алгоритм та програму для інтегрування рівнянь руху моделі поїзда, яка складається з 5 ділянок: двох ділянок, на яких кожне тіло моделює рух групи з \bar{n} вагонів, двох перехідних зон та ділянки, на якій ланцюжок тіл моделює поздовжні коливання конструкції вагону. Інтегрування диференціальних рівнянь руху тіл на кожній ділянці

здійснюється зі своїм кроком.

Порівняння результатів розрахунків сил, що діють на елементи вагону для перевення бітуму, при використанні традиційної моделі, що описана в розд.3, і моделі даного параграфу, показує, що максимальні сили при використанні скороченої системи визначаються з похибкою не більш 10% і майже в 9 раз скорочуються витрати машинного часу.

При вивченні плоских чи просторових коливань вагону у поїзді рішення задачі розділяється на два етапи: перший етап - визначення поздовжніх сил так, як описано в розд.3 та запам'ятовування їх зміни за часом у перетинах, що обмежують деякий скіл досліджуемого вагону; другий етап - розглядання плоских або просторових коливань зчипу вагонів, в якому досліджуемий є середнім, під дією змінних поздовжніх сил, що прикладаються до автозчипів на межах зчипу, їх моментів і вертикальних сил, що обумовлені вертикальними зміщеннями межових автозчипів.

Похибки визначення поздовжніх та вертикальних сил не перевищують 10% у випадку, коли розглядається плоскі коливання п'ятивагонного зчипу, середнім з яких є той, що досліджується.

Описана математична модель та методика розрахунку реалізовані у вигляді програмного комплексу.

У шостому розділі наведені результати моделювання деяких аварійних ситуацій з використанням розробленого математичного забезпечення:

1. Розглядається задача про визначення числа вантажних вагонів прикриття для поїзда з 24 вагонів із спеціальними контейнерами, необхідного для того, щоб при зіткненні цього поїзда із вантажним (зі швидкістю 72км/год) або пасажирським (зі швидкістю 100км/год) поїздом для найближчого до місця удару вагона виконувалась слідуєча умова: залишкові деформації, що припадають на один бік (консоль) вагона, не перевищують по довжині приблизно 1,4м (стосовно до вагона моделі ІІ-260). Другим критерієм безпеки є збереження умов спирання кузова на візки, тобто п'ятник кузова не повинен відриватися від підп'ятника більш, ніж на височину оурту підп'ятника. Якщо п'ятник підніметься над оуртом підп'ятника, то поздовжні зусилля взаємодії візка та кузова не повинні зруйнувати шкворень.

На основі проведених розрахунків було рекомендовано формувати спеціальний поїзд з трьома вагонами прикриття у головній частині (після локомотива) та сім'ю вагонами прикриття у хвостовій частині. Міцність кріплення спеціальних контейнерів до рами вагона повинна розраховуватися (з певним запасом) на перевантаження у 10g.

2. Розробка рекомендацій щодо безпечного транспортування вантажів, що легко пошкоджуються. Об'єктом дослідження була секція вагонів, що складається з чотирьох повністю навантажених вантажних восьмивісєвих вагонів з амортизованими вантажами та одного звичайного вагону, розташованого у середині секції. Оцінювалися сили та прискорення, що виникають при зіткненні цієї секції зі зчепом, що складається з десяти чотиривісєвих піввагонів, та при пуску поїзда в хід. Результати розрахунків показують, що амортизація вагонів та вантажів гідравлічними поглиначими апаратами та амортизаторами знижують сили, що діють на вагони, у 1,5-2 рази, а прискорення вагонів та вантажів - більш ніж у 2 рази.

Дослідження навантажень, виникаючих при пуску в хід стиснутого поїзда вагом 4500т, що складається з локомотива ВЛ-8 та 47 вагонів, проводилися у випадках, коли одна або чотири секції були розташовані у хвостовій частині потягу або безпосередньо після локомотиву. Розрахунки показують, що обладнання секцій та вантажів гідрогазовими поглиначими апаратами типу ГА-500 дозволяє в 1,5- 2 рази знизити рівень сил, діючих на вагони, та прискорень вагонів та вантажів при пуску стиснутого поїзда в хід.

3. Оцінка умов водіння довговалкових порожніх поїздів з точки зору безпеки руху. При комплексних випробуваннях довговалкового порожнього поїзда, які були проведені ДІТом, виявлено, що при його русі відбувається обезвантаження ресорних комплектів як внаслідок втрати стійкості руху, так і в результаті виникнення великих поздовжніх сил при перехідних режимах руху, що може привести до вкочення колесних пар на рейки. У зв'язку з цим розглядалася задача про визначення сил, діючих на вагони порожніх довговалкових поїздів при регульованому гальмуванні, як перехідному режимі, що найчастіше зустрічається в експлуатації, та про знаходження найбільш раціонального, за величиною поздовжніх сил, розподілу

вагонів з виключеними гальмами у складі порожнього поїзда та величини розрядки гальмівної магістралі.

Прованалізувавши одержані результати, бачимо, що найкращим з розглянутих варіантів при гальмуванні з розрядженням $0,07 \text{ МПа}$ виявився той, у якому на перших 66-ти вагонах гальма були виключені у кожного другого, а у 33 хвостових - включені. Якщо гальмування поїзда проводити з розрядженням $0,05 \text{ МПа}$, то можна добитися безпечного рівня поздовжніх сил і при інших варіантах розподілення гальмівних вагонів, особливо якщо вагони з відключеними гальмами будуть розташовані у головних двох третинах довжини поїзда.

У висновках стисло сформульовані такі основні результати роботи:

1. Розроблені нові алгоритми обчислювання сил у міжвагонних з'єднаннях, що обладнані фрикційними поглинаючими апаратами, та алгоритми і програма для моделювання роботи з'єднань вагонів, один з яких обладнаний гідравлічними (типу ГА-500), а інший - фрикційними поглинаючими апаратами.

2. Розроблена математична модель плоских коливань вагонів в поїзді, що дозволяє при коректному зменшенні числа рівнянь достатньо точно визначати сили, діючі на деякий вагон при русі поїзда. У програмній реалізації використана нова математична модель формування вертикальних сил і моментів взаємодії двох сусідніх вагонів через автотчіп, в якій враховується можливість перевалки автотчіпу на н'яті його спирання в упорну плиту або клин.

3. Розроблені математична модель та програма для дослідження навантаженості окремих вагонів у поїзді дозволяють визначати поздовжні сили, діючі на вагон, при зниженні порядку системи диференціальних рівнянь руху поїзда без спотворення часових характеристик. Оцінено похибку моделі.

4. Показано, що кількість вагонів, рух яких необхідно розглядати як плоский, повинна бути на 4 вагони більшою, ніж довжина зчепу, що досліджується.

5. Показано, що, у залежності від типу задачі, яка вирішується, можливо зниження порядку вихідної системи рівнянь руху у 4 - 16 разів при підрахуванні зовнішніх сил, діючих на всю групу вагонів у цілому.

6. Розроблена програма для дослідження аварійних зіткнень цистерн, у тому числі ударів автотчіпом у днище цистерни;

елементи пакету "ПОЇЗД" і САПР "ВАГОН", підсистема АРМ для ревізора безпеки.

7. Для поїздів, що містять вагони з небезпечними вантажами, визначені кількість вагонів прикриття (3 у голові поїзду та 7 у хвості), необхідних для виконання умов безпеки, прискорення вагонів та сили, що діють на вантаж при аварійних ситуаціях, для проведення його випробувань на виживання при аваріях.

8. Показано, що амортизація зчепів вагонів гідравлічними поглинаючими апаратами знижує рівень сил, діючих на вагони та рухомі вантажі, що розташовані в них, при зіткненнях зчепів та пусках у хід поїздів з такими зчепами, у 1,5- 2 рази, а також зменшує прискорення вагонів та вантажів.

9. Показано, що для порожніх довговалькових поїздів застосування ступеня розрядження гальмівної магістралі 0,05МПа та відключення гальмів на одній третині вагонів повинні бути обов'язковими. Запропоновано схеми розташування вагонів з відключеними гальмами, при яких поздовжні сили, що діють на вагони, значно зменшуються.

Основні положення і результати дисертаційної роботи знайшли відображення у таких публікаціях:

1. Расчеты и испытания тяжеловесных поездов / Е.П.Блохин, Л.А.Мваншикин, Е.Л.Отамблер и др.; Под ред. Е.П.Блохина. - М.: Транспорт, 1986, - 263с.
2. Мваншикин Л.А., Ратнар В.С., Крченко А.В., Грановская Н.И. Исследование с помощью ЦМ нагрузок, действующих на вагоны и амортизированные грузы при соударениях сцепов и пуске в ход грузовых поездов //Междуз.сб.науч.тр./ДИИТ.-1978.- Вып.199/25:Проблеми динаміки і прочності залізничного подвижного складу. -С.87-93.
3. Мваншикин Л.А., Крченко А.В., Погребной А.Л., Грановская Н.И. Исследование усилий, действующих на вагон для перевозки битума при переходных режимах движения поездов //Междуз. сб. науч. тр./ДИИТ.- 1981.- Вып.220/28: Проблемы динаміки і прочності залізничного подвижного складу. -С.26-29.
4. Мваншикин Л.А., Грановская Н.И. Математическая модель поезда для исследования нагруженности вагона // Междуз.сб.науч. тр./ДИИТ.- 1984.-Вып.232/31: Проблемы механики залізничного подвижного складу, - С.24-27.

5. Манашкин Л.А., Маслеева Л.Г., Грановская Н.И. О вычислениях внешних сил при интегрировании сокращенной системы дифференциальных уравнений движения поезда // Проблемы динамики, прочности и устойчивости движения железнодорожного подвижного состава / ДИИТ.- 1986. - С.27-35.
6. Манашкин Л.А., Грановская Н.И., Жаковский А.Д. Продольное взаимодействие пятника и подпятника четырехосного полувагона // Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ.- 1987. Вып. 255/10: Вопросы улучшения ходовых частей и обслуживания вагонов. - С.34-38.
7. Математическая модель для исследования нагруженности пятникового узла грузового вагона при колебаниях в вертикальной продольной плоскости / Манашкин Л.А., Грановская Н.И., Жаковский А.Д. и др. // Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ.- 1988. - Динамическая нагруженность железнодорожного подвижного состава. - С.59-69.
8. Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Грановская Н.И. Математическое моделирование обезгруживания тележек грузовых вагонов // Вестник ВНИИЖТа.- 1989. - №6. - С.26-28.
9. Манашкин Л.А., Грановская Н.И., Урсуляк Л.В. О понижении порядка уравнений движения поезда при определении продольных ускорений в длиносоставных поездах // Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ.- 1989. Вып. 266/36: Колебания и динамические качества железнодорожного подвижного состава.- С.25-32.
10. Манашкин Л.А., Грановская Н.И., Колбун В.В. Продольные и вертикальные силы в поездах из порожних полувагонов при переходных режимах движения // Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ.- 1994. Механика транспорта: вес поезда, скорость, безопасность движения. - С.25-33.
11. Исследование движения одномерных многомассовых систем твердых тел с жесткими характеристиками соединений при пуске в ход / Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Грановская Н.И. и др. / ДИИТ.- Днепропетровск, 1978. - 125 с. - Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 03.10.78, №787-78.
12. Малов А.Д., Манашкин Л.А., Грановская Н.И. Исследование столкновений поездов при транспортировке опасных грузов. Тезисы VIII конференции "Проблемы механики железнодорожного транспорта", Днепропетровск. - 1992. - С.16.

АННОТАЦИЯ

Грановская Н.И. Разработка динамических моделей поезда и программного обеспечения для анализа аварий при переходных режимах движения поездов. - Рукопись. - Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог и тяга поездов". Днепропетровский государственный технический университет железнодорожного транспорта, Днепропетровск, 1996.

Разработаны математические модели и программное обеспечение, позволяющие с достаточной для практических целей точностью имитировать с помощью ЭВМ аварийные ситуации двух типов: столкновения поездов или сцепов и сход вагонов с рельсов под действием больших переменных продольных сил. Рассмотрены примеры использования разработанных моделей для анализа аварийных ситуаций с целью выработки рекомендаций по уменьшению ущерба от аварий.

Ключові слова: математична модель, поглинаючий апарат, коливання, пластичні деформації, зіткнення, перехідні режими.

Abstract

Granovskaya N.I. Development of the Train Dynamical Models and the Software for the Analysis of Accidents during the Transitional Modes of Trains Motion. - The manuscript. - Candidate of technical sciences in the "Railway Rolling Stock and Trains Traction" speciality 05.22.07. Dnepropetrovsk State Technical University of Railway Transport. Dnepropetrovsk, 1996.

The mathematical models and the software, allowing the computer simulation of the two types of accidents, namely trains collision and wagon derailment have been designed. The examples of the created model's use for the accidents analysis in order to work out the recommendations on the diminishing the detriment of such cases have been considered.

ГРАНОВСЬКА НАТАЛІЯ ІОСИПІВНА

Розробка динамічних моделей поїзда та програмного забезпечення для аналізу аварій при перехідних режимах руху поїздів.

05.22.07 - Рухомий склад залізниць та тяга поїздів.

Підписано до друку 05.03.96 Формат 60-84 1/16
Папір для розмножувальних апаратів. Друк офсетний.
Ум.-друк. арк. 1,2. Обл.-вид. арк. 1,0. Зам. 148. Тираж 100
примірників. Безкоштовно.

Адреса дільниці оперативної поліграфії:
320700, Днепропетровськ, вул.Акад.Лазаряна, 2.

AB 34.270