

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Візняк Руслан Іванович

УДК 629.463.65:621.863

**ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ КУЗОВА ПІВВАГОНА ПРИ
ВИВАНТАЖЕННІ СИПУЧИХ ВАНТАЖІВ**

05.22.07 – Рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Харків - 2003

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Українській державній академії залізничного транспорту на кафедрі “Вагони”, Міністерство транспорту України.

Науковий керівник – доктор технічних наук, професор
Головко Владислав Федорович, Українська державна академія залізничного транспорту, кафедра “Вагони”, завідувач кафедри

Офіційні опоненти – доктор технічних наук, професор
Котенко Анатолій Миколайович, Українська державна академія залізничного транспорту, кафедра “Управління вантажною і комерційною роботою”, завідувач кафедри

– кандидат технічних наук, доцент
Рейдемейстер Геннадій Валеріанович, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту, імені академіка В. Лазаряна, кафедра “Вагони”, доцент

Провідна установа – Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, кафедра “Залізничний транспорт”, Міністерство освіти і науки України

Захист відбудеться “___” _____ 2003 р. о ___ год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.820.04 Української державної академії залізничного транспорту за адресою: 61050, м. Харків, майдан Фейєрбаха, 7.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Української державної академії залізничного транспорту, 61050, м. Харків, майдан Фейєрбаха, 7.

Автореферат розісланий “___” _____ 2003 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Фалендиш А.П.

Візняк Руслан Іванович

**ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ КУЗОВА ПІВВАГОНА ПРИ
ВИВАНТАЖЕННІ СИПУЧИХ ВАНТАЖІВ**

05.22.07 – Рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Відповідальний за випуск

к.т.н., асист. Бондаренко В.В.

Надруковано згідно з оригіналом автора

Підписано до друку “_____” _____ 2003 р.

Формат 60x90/16 Папір офсетний

Умовн.-друк.арк. 1,0 Обл. –вид. арк. 1,25

Замовлення № _____. Тираж 100 прим.

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК №112 від 06.07.2000р.
Друкарня УкрДАЗТу, 61050, м. Харків, майдан Фейєрбаха, 7.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Вступ. Як відомо, в останній час на залізничному транспорті України однією з гострих проблем є проблема збереження вантажних вагонів. Згідно з дослідженнями багатьох авторів, а також на підставі статистичних даних за 10 останніх років встановлено, що основна маса пошкоджень припадає на кузови, що зв'язано в основному з виконанням вантажно-розвантажувальних робіт. При аналізі стану вантажного парку Укрзалізниці дефіцит рухомого складу вже зараз складає 1,22 тис. одиниць, а по прогнозним даним через 10 років складе приблизно 153,4 тис. вагонів. Кількість суцільнометалевих піввагонів становить близько 62% робочого парку, потреба ж у поповненні його піввагонами складає – порядку 79087 одиниць (більш 50% від загальної кількості), що в першу чергу обумовлено їх високою універсальністю та інтенсивністю експлуатації. Більш 80% від всієї номенклатури вантажів, що транспортуються піввагонами, приходяться на сипучі і навалочні, тому найбільше число пошкоджень пов'язане саме з застосуванням існуючих технологій по переробці цієї категорії вантажів.

У дисертаційній роботі наведені результати теоретичних і експериментальних досліджень характеристик міцності суцільнометалевих піввагонів, що спрямовані на підвищення їх збереження при виконанні вантажно-розвантажувальних операцій на основі використання нового, розробленого в Українській державній академії залізничного транспорту (УкрДАЗТ) і запатентованого вагоноперекидача підвісного типу для вивантаження сипучих вантажів, впровадження якого на таких промислових підприємствах, як морські і річкові порти, теплові електростанції, гірничо-збагачувальні і металургійні комбінати дозволить підвищити надійність рухомого складу і збільшити продуктивність переробки сипучих вантажів.

Актуальність теми. В процесі експлуатації на промислових підприємствах і залізницях України пошкодження вантажних вагонів і особливо піввагонів носять масовий характер. Тільки при вивантаженні з універсальних піввагонів різного роду сипучих вантажів пошкоджень дістає майже кожен другий піввагон.

Причому ступінь пошкодження елементів кузова та рами піввагона залежить як від способу розвантаження, так і від конструкції технічних засобів, які при цьому застосовуються. Особливо це стосується грейферного способу розвантаження, який на сьогоднішній день усе ще використовується в пунктах перевантаження з залізничного на морський транспорт у регіонах Причорномор'я і Приазов'я. Порти – лідери по переробці сипучих вантажів – Південний, Ізмаїл, Маріуполь та ін. перевантажують 38 – 40 млн. т на рік переважно грейферним способом.

Застосування грейферів як засобів механізації приводить до пошкоджень таких відповідальних вузлів піввагонів як верхня та нижня обв'язки кузова, бокових стійок, торцевих

стінок або дверей, хребтової та поперечних балок, кришок люків та ін. Це спричиняє зниження їх надійності, скорочення експлуатаційного ресурсу та значний ріст витрат на ремонтні операції.

Для вирішення задачі забезпечення міцності і збереження піввагонів при вантажно – розвантажувальних роботах кафедрою “Вагони” УкрДАЗТ розроблений і запатентований новий засіб розвантаження піввагонів – підвісний вагоноперекидач, який практично усуває всі недоліки відомих машин і механізмів, призначених для розвантаження піввагонів в плані силового впливу на їх кузови. Розрахункам міцності елементів конструкції кузова та рами піввагона при взаємодії з даним вагоноперекидачем присвячена дана робота.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана згідно діючих Державних програм і концепцій: «Реформування транспортного комплексу України»; «Реструктуризації на залізничному транспорті України» (від 1998р.); «Розвитку транспортно-дорожнього комплексу України на 2000-2004р.», затвердженої Кабінетом Міністрів України від 30.12.2000р.; «Соціально-економічного розвитку морських портів і припортових станцій на 2002-2007рр.» (від 2001р.), а також заходів розробки і впровадження високотехнологічного перевантажувального устаткування, розробки і впровадження нових ефективних технологій по переробці вантажів.

Мета і задачі дослідження. Мета представленої дисертаційної роботи полягає у вирішенні наукової задачі забезпечення міцності і підвищення надійності залізничних піввагонів при застосуванні нового технічного засобу розвантаження – вагоноперекидача підвісного типу, а також у проведенні розрахунків на міцність основних елементів кузова та рами піввагона при взаємодії з цим вагоноперекидачем. Для цього на кафедрі «Вагони» УкрДАЗТ розроблений комплекс для вивантаження з піввагонів сипучих вантажів безпосередньо в трюми суден шляхом перекидання кузова (поворотом навколо повздовжньої осі на 180^0) у комплексі з плавучим (портальним) краном вантажопідйомністю 100 т.

Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити наступні основні задачі:

- провести аналіз існуючих способів розвантаження, а також силової взаємодії елементів машин і механізмів з кузовом та рамою піввагона;
- дослідити напружено-деформований стан елементів кузова піввагона при взаємодії з грейферними ковшами, як ударним тілом під час розвантаження;
- розробити кінематичну схему підвісного вагоноперекидача, а також визначити характер і особливості руху механічної системи кузов піввагона - вагоноперекидач підвісного типу. Оцінити вплив на динамічність системи при перекиданні (розвантаженні);

- доопрацювати методи визначення зовнішніх сил, внутрішніх зусиль і величин напружень, що виникають в елементах кузова піввагона при розвантаженні;
- розробити схему і спроектувати модель для експериментального дослідження механічної системи піввагон-вагоноперекидач підвісного типу;
- науково обґрунтувати ефективність впровадження вагоноперекидача для вивантаження з піввагонів сипучих вантажів.

Об'єкт дослідження – суцільнометалевий піввагон.

Предмет дослідження – змінення характеристик міцності і напружено - деформованого стану кузова піввагона при розвантаженні.

Методи дослідження. Для досягнення поставленої мети в роботі використовувалися фундаментальні методи теоретичної і будівельної механіки, теорії пружності, а також теорії удару і фізичних властивостей співударяємих тіл для визначення особливостей руху вагоноперекидача з кузовом піввагона, характеристик міцності і дослідження напружено – деформованого стану кузова піввагона при розвантаженні сипучих вантажів способами зачерпування і перекидання; теорії імовірностей і математичної статистики, методів теорії подібності і моделювання, а також електричного тензометрування при виконанні експериментальних досліджень і обробки отриманих результатів.

Наукова новизна отриманих результатів.

- Проведена класифікація технічних засобів вивантаження з піввагонів сипучих вантажів з урахуванням взаємодії робочих органів розвантажувальних машин та механізмів з вузлами конструкції кузова піввагона.
- Дістали подальшого розвитку методи визначення зусиль в елементах конструкції вантажних вагонів на прикладі взаємодії кузова піввагона і грейферних ковшів з використанням положень теорії удару і фізичних властивостей тіл, що співударяються.
- Вперше розроблено математичну модель визначення кінематичних характеристик, а також законів руху механічної системи піввагон-вагоноперекидач підвісного типу.
- Доопрацьовані методи визначення величин зовнішніх сил, внутрішніх зусиль і напружень, що виникають у елементах несучої конструкції кузовів вантажних вагонів шляхом рішення плоскої аналітичної задачі розвантаження піввагона на вагоноперекидачі підвісного типу з подальшим застосуванням методу кінцевих елементів.
- Доповнені методи експериментальних досліджень напруженого стану кузовів вантажних вагонів на прикладі кузова піввагона при вивантаженні сипучих вантажів вагоноперекидачем підвісного типу з використанням положень теорії подібності і моделювання.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено конструкцію нового технічного засобу для вивантаження з піввагонів сипучих вантажів – вагоноперекидача підвісного типу. Використання на практиці розробленого способу і технічного засобу розвантаження дозволяє скоротити час простою піввагонів під розвантаженням, знизити кількість пошкоджень елементів конструкції кузовів і підвищити експлуатаційну надійність. Результати проведених досліджень і матеріали дисертаційної роботи передані для впровадження в морські торгові порти «Іллічівськ» і «Південний». Діюча експериментальна модель механічної системи піввагон-вагоноперекидач підвісного типу використовується в навчальному процесі УкрДАЗТ для підготовки спеціалістів та магістрів за спеціальностями “Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту” і “Підйомно – транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання”.

Особистий внесок здобувача. Усі положення і результати, які виносяться на захист, були отримані автором самостійно. В роботах, опублікованих у співавторстві, дисертанту належить: проведення патентного пошуку і обрання аналогу та прототипу вагоноперекидача підвісного типу для подачі заявки на винахід [1]; проаналізовано існуючі способи розвантаження піввагонів з точки зору впливу на збереження рухомого складу [2]; визначені зусилля, що діють на кузов піввагона при розвантаженні за допомогою грейферів [3]; розроблена математична модель визначення кінематичних параметрів і особливостей руху механічної системи піввагон – вагоноперекидач підвісного типу [4]; отримані вихідні дані для розрахунку кузову піввагона [5]; розроблена розрахункова схема і визначені місця прикладення експлуатаційних навантажень до елементів кузову піввагона [6].

Апробація результатів дисертації. Основні ідеї, положення та результати дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на наступних конференціях: на 63-й міжнародній конференції кафедр академії і фахівців залізничного транспорту і підприємств «Транспортні коридори – стратегія і тактика розвитку», 2001 р. (м. Харків); на науково-технічних конференціях кафедр академії і фахівців залізничного транспорту, Укр ДАЗТ у 2000, 2002 р.

Повністю дисертаційна робота доповідалася на розширеному засіданні кафедри «Вагони» УкрДАЗТ у 2003р. за участю членів спеціалізованої вченої ради.

Публікації. Основні результати досліджень опубліковані у шістьох статтях в фахових виданнях (з них одна без співавторів), тезах доповідей науково-технічної конференції (без співавторів), одному патенті на винахід (разом з деклараційним).

Структура роботи. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел та десяти додатків. Повний обсяг дисертації складає 265 сторінок, у тому числі 144 сторінки основного тексту, 100 сторінок додатків, 15 таблиць, 65 рисунків, список використаних літературних джерел з 158 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обгрунтована необхідність проведенних досліджень з метою визначення причин масових пошкоджень вантажних вагонів при виконанні вантажно-розвантажувальних робіт, а також заходів, спрямованих на підвищення рівня збереження і експлуатаційної надійності суцільнометалевих піввагонів при вивантаженні сипучих і навалочних вантажів на промислових підприємствах. У зв'язку з цим доводиться актуальність задачі розробки та впровадження в експлуатацію нових технічних засобів механізації вантажно-розвантажувальних робіт, оцінки взаємодії їх робочих органів з елементами кузова піввагона, а також впливу на їх міцність. Наведено зв'язок роботи з науковими програмами; обгрунтовано мету та задачі дослідження, методи дослідження, визначено наукову новизну одержаних результатів, обгрунтованість і вірогідність наукових положень, висновків і рекомендацій. Представлено наукове та практичне значення роботи, особистий внесок здобувача, апробацію результатів, публікації та структуру дисертації.

Розділ 1 присвячено аналізу технічних засобів існуючих технологій розвантаження піввагонів з визначенням їх впливу на міцність елементів несучої конструкції кузовів. Проведено огляд робіт, спрямованих на підвищення рівня збереження вантажних вагонів при виконанні вантажно – розвантажувальних робіт і удосконалення взаємодії робочих органів машин та обладнання з конструкціями кузовів. Вагомий внесок у вирішення проблеми пошкоджень вантажного парку, підвищення рівня збереження та надійності рухомого складу, а також покращення технологічного процесу обробки вагонів зробили відомі вчені: Г.К. Сендеров, С.А. Другаль, П.Р. Лосєв, Д.С. Плюхін, А.В. Смольянинов, Л.Б. Вологдіна, Л.П. Ступін, В.М. Ковиршин, Е.М. Угодін, Є.В. Глаголев, В.П. Ефімов, А.Б. Егоров, Б.Д. Нікіфоров, В.М. Стогов, А.М. Котенко, В.О. Мироненко, М.М. Шипунов та ін.

Основна частина піввагонів робочого парку Укрзалізниці приходиться на 1980-90 рр. побудови, піввагонів же виробництва 1990-2002 р. приблизно в 5 разів менше. При зниженні обсягу виробництва піввагонів їх надходження в поточний відчепочний ремонт за період з 1995-2002 рр. значно вище, ніж інших типів вагонів і складає більш 50% від загальних обсягів. При цьому промисловими підприємствами пошкоджується до 55% піввагонів, що подаються під розвантаження.

При дослідженні стану зі збереження парку піввагонів на залізницях України за період з 1995 по 2002 р. використовувалися дані Головного обчислювального центру Укрзалізниці та інформаційно – обчислювальних центрів Південної та Одеської залізниць.

У зв'язку з великими фронтами вантажно-розвантажувальних робіт, пов'язаних з перевалкою вантажів транзитного й експортно-імпортного характеру, у причорноморському регіоні (Одеська залізниця) піввагонів експлуатується набагато більше, ніж інших типів вантажних вагонів. За статистикою загальна кількість пошкоджених одиниць складає 70% робочого парку піввагонів. При цьому близько 53% пошкоджених піввагонів приходиться на розвантаження з використанням грейферних захватів, які застосовуються у всіх морських і річкових портах на підставі винятків, обговорених ГОСТ 22235-76 по збереженню вантажних вагонів. Результати аналізу статистичних даних, приведені в роботі, дозволили зробити висновок про необхідність розробки заходів, спрямованих на підвищення збереження парку піввагонів.

Аналіз силової взаємодії робочих органів вантажно-розвантажувальних машин і механізмів з елементами конструкції рами та кузова піввагона проведено за розробленою класифікацією технічних засобів вивантаження з піввагонів сипучих вантажів з урахуванням взаємодії робочих органів розвантажувальних машин та механізмів з вузлами конструкції кузова піввагона. Проаналізовані технічні засоби гравітаційного способу розвантаження, засобів зачерпування та захвата і перекидання на стаціонарних вагоноперекидачах. Встановлено, що спосіб перекидання на відміну від грейферного і гравітаційного супроводжується найменшою кількістю пошкоджень кузовів піввагонів при вивантаженні і він був взятий за основу при розробці нового технічного засобу для розвантаження піввагонів у підвішеному положенні – вагоноперекидача підвісного типу, згідно [1]. Конструктивні особливості цього вагоноперекидача наведені на рис.1.

Рис. 1. Вагоноперекидач підвісного типу (вид сверху):

1-стропи; 2-привід механізму перекидання; 3-траверса ; 4-привалочні літа; 5- кузов піввагона (знятий з візків); 6-розвантажувальний канат ; 7-барaban лебідки з блоком, 8-гак крана

Розділ 2 присвячено дослідженню ударного контакту грейферного ковша при взаємодії з конструктивними елементами піввагона при вивантаженні сипучих і навалочних вантажів. Характерними пошкодженнями кузовів при цьому є тріщини, розриви, великі залишкові прогини елементів каркаса кришок люків, розриви і вм'ятини верхнього об'язочного поясу, обриви місць з'єднання стійок з конструкцією рами. Найбільшого пошкодження ударного характеру зазнають кришки люків, що складають близько 80% площі підлоги. Особливо це має місце на кінцевій стадії розвантаження, коли товщина шару вантажу значно менше в порівнянні з висотою ковша і практично не виконує захисної функції. Це приводить до механічних пошкоджень, зниження

експлуатаційної надійності, росту корозії і, як правило, збільшення поточних витрат на проведення ремонтних операцій.

Сили, що діють на елементи конструкції кузова піввагона, визначалися з розрахункових схем дії грейфера при зачерпуванні вантажу з кузова. Рівняння рівноваги щелепи грейфера, складені при цьому дали змогу визначити горизонтальні і вертикальні навантаження, що діють на підлогу кузова піввагона.

Жорсткість при вигині обв'язки і середньої балки кришки значно більше жорсткості листа, як пластинчастого елемента, тому розрахунки від прикладеного вертикального навантаження посередині, зводилися тільки до окремого розрахунку рами. Розрахунок рами кришки люка, як дев'ять разів статично невизначеної системи виконувався за допомогою програмного комплексу SCAD по методу кінцевих елементів. Модель рами складалась з 46 елементів стрижньового типу і 45 вузлів. Вводилося припущення, що кінетична енергія ударного тіла (грейфера) поглинається середньою балкою, оскільки її гнучкість значно вище гнучкості обв'язочного контуру. Одержані попередньо величини внутрішніх силових факторів рами у місцях обпирання середньої балки на поперечні обв'язки, дозволило розглянути балку окремо. Задача обмежувалася розрахунками центрального поперечного удару щелепи грейфера по балці з урахуванням впливу місцевих деформацій у місцях контакту на основі положень теорії удару і фізичних властивостей співударяємих тіл шляхом дослідження диференціального рівняння змушених коливань балки при одномірному поперечному ударі, наведеному в роботі. Динамічні напруження $[\sigma_d]_{\max}$, що виникають у середній балці при контакті з грейфером, визначалися по формулі:

$$[\sigma_d]_{\max} = \frac{QL}{4W} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{96T_0EJ}{Q^2L^3}} \right), \quad (1)$$

де W - момент опору середньої балки, см^3 ;

T_0 - повна кінетична енергія грейфера, Дж;

EJ – жорсткість при вигині матеріалу балки, Па см^3 ;

Q – вага грейфера, кН;

L – довжина середньої балки, м.

Розрахунки характеристик міцності середньої балки проводились для різних по вазі грейферних ковшів, які застосовуються у портах, з врахуванням нормованих значень швидкостей розвантаження. Однак, згідно зі ствердженнями деяких авторів у більшості величина встановлених швидкостей не дотримується і досягає 4-5 м/с. Тому задачею проведених досліджень була оцінка напружено – деформованого стану елементів кузова при зміні ударної маси і розвантажувальних швидкостей, як основних величин кінетичної енергії ударника. Розрахункові напруження склали

від 300 до 6000 МПа, що в цілому значно перевищує величини припустимих напружень, згідно з нормами розрахунку вагонних конструкцій на міцність.

Розділ 3 присвячений дослідженню кінематики розвантаження кузова піввагона підвісним вагоноперекидачем. Оскільки його конструкція і принцип дії запропоновані вперше, і характер руху механічної системи кузов піввагона-вагоноперекидач взагалі не досліджувався, необхідно було розробити математичну модель визначення законів руху і чисельних кінематичних характеристик, що супроводжують процес перекидання кузова піввагона, для подальших розрахунків на міцність. Для визначення основних характеристик розглядався рух точок А, В, С, D (рис. 2, 3) стосовно двох систем координат, з яких одна – умовно нерухома (X'OY'), а друга переміщується відносно першої (XOY). Рух, що здійснюють при цьому точки А, В, С, D системи, характеризується, як складний, складовими якого є відносний і переносний рухи гнучких ланок вагоноперекидача та обертальний рух кузова навколо миттєвої осі CC' і DD', згідно з припущенням теореми Ейлера-Даламбера. У ході виконання розрахунків розглядалися проміжні положення кузова при перекиданні і були складені аналітичні залежності абсолютних v_a і швидкостей обертального руху ω_k для кожного з них. Для положення кузова при повороті на кут 15° , на початку розвантажувального процесу вище названі залежності запишуться у вигляді:

$$v_a = \frac{v_k}{\cos \left[\alpha - \left(\omega t + \operatorname{arctg} \left[\frac{\cos(\alpha - \omega t) - \cos \alpha}{\sin \alpha - \sin(\alpha - \omega t) + \frac{l_0}{h_d}} \right] \right) \right]}; \quad (2)$$

$$\omega_k = \frac{v_k}{h_d \cos \left[\alpha - \left(\omega t + \operatorname{arctg} \left[\frac{\cos(\alpha - \omega t) - \cos \alpha}{\sin \alpha - \sin(\alpha - \omega t) + \frac{l_0}{h_d}} \right] \right) \right]}; \quad (3)$$

де v_k – швидкість руху розвантажувального каната, м/с;

ωt – кут повороту кузова за момент часу t , град;

α – кут поміж діагоналлю кузова і підлогою, град;

β – кут відхилу розвантажувального канату від вертикалі при перекиданні;

h_k, h_d, l_0 – відповідно, висота, діагональ кузова і початкова довжина каната, м.

Рис. 2. Схема визначення швидкостей системи піввагон – вагоноперекидач

Рис. 3. Схема визначення прискорень системи піввагон – вагоноперекидач

Вираження для прискорень абсолютного руху, наприклад точки А верхнього обв'язочного поясу визначалися згідно теореми про проекцію суми векторів прискореного руху на осі обраної системи координат:

$$a_A = \sqrt{\left(\frac{-(a_{\text{пер}}^n + a_A^n \cdot \sin(\gamma - \beta))}{\cos(\gamma - \beta)} \right)^2 + \left(\frac{\left[\frac{v_k}{\cos(\alpha - \omega t - \beta)} \right]^2}{h_d} \right)^2}, \quad (8)$$

де $a_{\text{пер}}^n$, a_A^n - відповідно, нормальні прискорення переносного і абсолютного руху точки А, м/с²;

γ - кут поміж розвантажувальним канатом і торцевою стіною піввагона, град.

Вираження кутових і прискорень Кориюліса запишуться у виді:

$$\varepsilon = \frac{-(a_{\text{пер}}^n + a_A^n \sin(\gamma - \beta))}{h_d \cos(\alpha - \beta)}; \quad a_{\text{кор}} = 2 \left| \frac{v_k \sin(\alpha - \omega t - \beta)}{S_1} \right| \cdot |v_{\text{отн}}| \sin \alpha,$$

де S_1 - довжина розвантажувального каната, м;

$v_{\text{отн}}$ - відносна швидкість руху системи, м/с.

У зв'язку зі значними труднощами інтегрування отриманих залежностей, для одержання рівнянь руху механічної системи запропонований чисельний спосіб, відповідно якому кути повороту задавалися з визначеним кроком, що дозволило отримати величини кінематичних і геометричних характеристик системи (дійсна довжина канатів, зміна довжини і відхилення розвантажувальних канатів від вертикалі) у будь-який момент часу. Ряди значень швидкостей були оброблені за допомогою програмного комплексу STASTICA шляхом апроксимації функцій. Одержані поліноміальні лінії тренда характеризуються, як отримані закони руху системи піввагон-вагоноперекидач у наближенні. Величина максимальних прискорень не перевищила значення 0,054 м/с² для максимальних швидкостей розвантаження 100 – тонними плавучими і порталними кранами, що значно менше прискорення вільного падіння, тому проведена оцінка динамічності механічної системи, відповідно до першої задачі динаміки показала, що прискорення вагомого впливу на динаміку перекидання не здійснюють.

Розділ 4 присвячений теоретичному дослідженню напружено-деформованого стану кузова піввагона при розвантаженні підвісним вагоноперекидачем. Для цього необхідно було:

- визначити зовнішні сили і внутрішні зусилля, що діють на елементи кузова піввагона при розвантаженні підвісним вагоноперекидачем;

- визначити напруження в елементах кузова піввагона при розвантаженні;
- провести аналіз отриманих результатів і визначити шляхи зниження навантажень.

Для спрощення розрахунків приймалося припущення, що при повороті піввагона на кут 90^0 навантаження від ваги вантажу передається на бокову стіну (навантаження максимальні), і піввагон повністю розвантажується у точці повороту на 120^0 .

На механічну систему піввагон-вагоноперекидач (рис. 4) діє сила тари піввагона з вантажем G , відповідні реактивні зусилля T_1 і T_2 , у розвантажувальних і підтримуючих канатах. При перекиданні кузова напрямки дії векторів реактивних зусиль і сили тяжіння сходяться в деякій точці A , положення якої щодо обраної плоскої системи координат також змінюється з часом. Нехай при розвантаженні кузов піввагона займає деяке проміжне положення, обумовлене поворотом на кут α . Визначимо поздовжні складові сил T_1 , T_2 - N_1 , N_2 , записавши систему рівнянь рівноваги щодо полюса перекидання A і осі абсцис Рис. 4. Схема сил, що діють на систему піввагон-вагоноперекидач підвісного типу

$$\begin{cases} \sum M_A = 0; & T_1 \cos \zeta \cdot c - N_1(h_2 + h_3) + N_2(h_1 + h_3) - T_2 \cos \xi \cdot k = 0 \\ \sum X = 0; & T_1 \sin \zeta - T_2 \sin \xi = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Вирішивши систему рівнянь одержимо величини зовнішніх стискаючих навантажень:

$$T_1 \sin \zeta = N_1 ; \quad T_2 \sin \xi = N_2 ,$$

де ξ , ζ - відповідно, кути відхилення канатів від вертикалі, град.

Кути відхилення канатів від вертикалі визначаються з розрахункової схеми за формулами:

$$\operatorname{tg} \zeta = \frac{c}{h_2 + h_3} ; \quad \operatorname{tg} \xi = \frac{k}{h_3 + h_1} .$$

При перекиданні, у загальному випадку, центр тяжіння піввагона з вантажем може бути зміщений по вертикалі на величину n , а по горизонталі на величину m . Позначимо координати центра тяжіння кузова через x_c і y_c щодо плоскої системи координат XOY ,

$$x_c = \frac{b}{2} - m, \quad y_c = n .$$

Для визначення відстані від розвантажувальної траверси до полюсу перекидання А складемо квадратне рівняння:

$$(k + c - b)h_3^2 - h_3[b(h_1 + h_2 - kh_2 - ch_1)] - bh_1h_2 = 0. \quad (10)$$

Рішення цього рівняння отримаємо у вигляді:

$$h_3 = \frac{b(h_1 + h_2) - kh_2 - ch_1}{2(k + c - b)} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{4bh_1h_2(k + c - b)}{[bh_1 + bh_2 - kh_2 - ch_1]^2}} \right]. \quad (11)$$

Вертикальні реакції, що діють на верхній і нижній об'язочні пояси кузова визначаються із суми проекцій сил на вісь Y і з врахуванням стискаючого навантаження N:

$$R_1 = \frac{N_1}{\sin \zeta} \cos \zeta = \frac{N}{\operatorname{tg} \zeta}; \quad R_2 = \frac{N_2}{\sin \xi} \cos \xi = \frac{N}{\operatorname{tg} \xi}.$$

Підставивши значення виразів R_1 і R_2 у формулу суми проекцій сил відносно Y і остаточно визначимо стискаюче навантаження N по формулі:

$$N = \frac{G \cdot \operatorname{tg} \zeta \cdot \operatorname{tg} \xi}{\operatorname{tg} \zeta + \operatorname{tg} \xi}. \quad (12)$$

При дослідженні характеру навантаження піввагона при розвантаженні підвісним вагоноперекидачем, було встановлено, що максимальні навантаження діють на кузов при повороті на критичні кути 49° і 90° . Положення кузова піввагона при цьому відповідають, в першому випадку - перенесенню і розподілу вектора сили тяжіння кузова з вантажем G у вузли з'єднання стійок бокової стіни і балок рами, а в другому випадку – розподілу цього навантаження по периметру бокової стіни. Для визначення величин напружень у розрахункових перерізах несучої конструкції кузова і розподілу всіх навантажень необхідно було отримати приведені геометричні характеристики конструкції бокової стіни і рами кузова піввагона. Нормальні напруження в розрахункових перерізах кузова визначались для випадку виду деформації – косий вигин, коли враховується додаток повздовжніх навантажень стиснення або розтягу:

$$\sigma_x = \frac{M_{\max}}{W_{x(i)}} \cdot k \pm \frac{N}{A}, \quad (13)$$

де M_{\max} – найбільший вигинаючий момент, кН·М;

$W_{x(i)}$ – момент опору перетину конструкції, см³;

k –еквівалентний коефіцієнт для балок змінного поперечного перерізу.

Величини напружень склали для шкворневої секції (шкворнева балка і дві вертикальних стійки)- у стійці, відповідно до цих положень:

- на перетині вектора сили тяжіння кузова з проекцією стійки, відповідно, 142,64 МПа і 282,95 МПа;
- у перерізі стійки біля вузла з'єднання зі шкворневою балкою - 265,86 МПа і 39,39 МПа;
- у перерізі шкворневої балки біля вузла з'єднання зі стійкою – 67,25 МПа і 23,15 МПа.

Для отримання величин напружень кузова всіх елементів в будь – якій точці вирішувалась просторова задача за допомогою методу кінцевих елементів. Дослідженню напружено – деформованого стану кузовів вагонів присвячені роботи відомих фахівців Никольского Е.Н., Хусидова В.Д., Котуранова В.Н., Прибилова А.Ф., Волкова А.С., Лапшина В.Ф., Ломакина В.В., Шимановского А.В., Рейдемейстера Г.В., Шувалова В.Ю. та ін.

Перевірка можливості обпирання кузова шкворневими балками на розвантажувальні канати, а також реалізація розрахункових задач виконувалася за допомогою інтегрованого комплексу - пакета прикладних програм ISPA. При розробці моделі кузов піввагона розбивався на 1448 пластинчастих і стрижньових кінцевих елементів і близько 1000 вузлів. У процесі розрахунків було встановлено, що максимальні напруження при повороті на 49° і 90° виникають в елементах бокової стіни і складають, відповідно 333 МПа і 776 МПа, що вище припустимих значень. Найбільші переміщення склали 36 - 110мм. Тому наступним етапом був розрахунок кузова з моделюванням привалочної плити (захисної конструкції бокової стіни) (рис.5). У цьому

Рис. 5. Напружений стан кузова при повороті на 49° з моделюванням привалочної плити випадку напруження склали 0,25 - 184 МПа, а при повороті на 90° - не перевищили 103 МПа.

Розділ 5 присвячений експериментальному дослідженню напруженого стану кузова піввагона при розвантаженні підвісним вагоноперекидачем. Для перевірки величин зусиль в елементах несучої конструкції кузова піввагона при вивантаженні на вагоноперекидачі підвісного типу був використаний метод електричного тензотрування. Місця установки тензотручних датчиків на несучій конструкції кузова вибиралися аналогічно точкам, які визначались теоретичним шляхом. При проведенні експериментального дослідження в дисертаційній роботі був застосований метод моделювання, метою якого були:

- розробка моделі експериментальної установки механічної системи вагоноперекидача;
- оцінка напруженого стану елементів несучої конструкції кузова піввагона-моделі при повороті з кроком 10 град;
- масштабування результатів досліджень щодо натурального зразку і порівняння теоретичних і експериментальних результатів.

При виготовленні моделі експериментальної установки використовувався лінійний масштаб $\lambda_\ell = 10$, а коефіцієнти об'ємної і матеріальної подоби виражалися формулами:

$$\lambda_m = \frac{m_n}{m_m} = \lambda_\ell^3; \lambda_v = \frac{V_n}{V_m} = \lambda_\ell^3,$$

де m_n, m_m - відповідно, маси реального зразка (натури) і моделі, кг;

V_n, V_m - відповідно, об'єми натури і моделі, м³.

Для проектування приводу механізму підйому і перекидання використовувалися результати дослідження кінематики, згідно математичної моделі, запропонованої в розділі 3.

У процесі вивантаження сипучих і навалочних вантажів основною силою, що діє на систему піввагон-вагоноперекидач є сила тяжіння кузова з вантажем G , а також горизонтальне стискаюче навантаження N , тоді масштаб сил запишеться у вигляді:

$$\lambda_{F(N)} = \lambda_\ell^3 \cdot \frac{\lambda \ell}{\lambda^2 t} = \lambda \ell^3 \frac{\lambda \ell}{(\sqrt{\lambda \ell})^2} = \lambda^3 \ell,$$

(14)

При обробці результатів однофакторного експерименту, тобто переведення одиниць відносної деформації $\varepsilon_{\text{відн}}$ в одиниці механічних напружень σ умовних точок несучої конструкції кузова піввагона у залежності від зміни кута повороту кузова була перевірена гіпотеза про нормальний розподіл випадкової величини σ , яка найбільш застосовується для технічних розрахунків. Як критерії отриманих результатів використовувалися критерії згоди Пірсона і Колмогорова-Смірнова, тестування й обробка результатів проводилася за допомогою програмного комплексу STATISTICA. Для перевірки адекватності розробленого методу визначення зовнішніх сил і внутрішніх зусиль, а також напружено - деформованого стану кузова піввагона застосовувався порівняльний аналіз даних, отриманих розрахунковим і експериментальним шляхом у відповідних точках елементів несучої конструкції. Для їх порівняння інтерполяція даних спостережень здійснювалося методом найменших квадратів (рис. 6). Отримані результати для розглянутої конструкції піввагона з застосуванням теорії моделювання при експериментальному дослідженні дають задовільну збіжність розрахункових значень для піввагона-моделі і натурних піввагонів моделей 12-791, 12-753, 12-783. Розбіжність складає для досліджуваних точок бокової стіни і рами в середньому 15-20%, за винятком деяких результатів – 25-30%, що в цілому свідчить про достатню збіжність теоретичних і експериментальних результатів.

Рис.6. Зміна напружень у шкворневій стійці у вузла з'єднання з рамою піввагона-моделі

Проведені в дисертації техніко-економічні розрахунки свідчать про те, що впровадження вагоноперекидачів підвісного типу на відману від грейферного способу розвантаження дозволить підвищити економічну ефективність вивантаження сипучих вантажів і збереження піввагонів.

ВИСНОВКИ

За результатами проведених теоретичних і експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. В результаті проведеної класифікації технічних засобів для вивантаження з піввагонів сипучих вантажів виконано аналіз впливу вантажно-розвантажувальних робіт на технічний стан парку піввагонів. За результатами аналізу статистичних даних найбільше число пошкоджень піввагонів зв'язано з застосуванням грейферного способу розвантаження особливо в морських і річкових портах (до 53 %), де використання даного способу вивантаження найбільше інтенсивно. Зважаючи на ці фактори в дисертаційній роботі запропоновані шляхи вирішення проблеми зменшення пошкоджень піввагонів на основі розробки вагоноперекидача підвісного типу, що не має аналогів, для вивантаження сипучих і навалочних вантажів. Це дозволить забезпечити збереження кузовів і тим самим підвищити надійність піввагонів в експлуатації.

2. Проведено оцінку силового впливу дії грейферних захватів на кузов піввагона в залежності від маси ковшів і їх швидкостей опускання у середину кузова при зачерпуванні вантажу. Встановлено, що при нормованих швидкостях опускання грейферів (0,2-0,33 м/с), відповідно до ГОСТ 22235-76, розрахункові динамічні напруження перевищують припустимі. Наприклад, при використанні грейфера масою 1950 кг в межах цих швидкостей перевищення склали близько 10%. Збільшення швидкостей розвантаження від 1м/с і вище приводить до перевищення межі тікучості матеріалу і, відповідно, до великих залишкових деформацій і майже до руйнування конструкції. Це свідчить про надмірний силовий вплив технічних засобів цієї технології на напружений стан елементів кузова піввагона.

3. Вперше розроблена кінематична схема підвісного вагоноперекидача і досліджені характеристики руху кузова піввагона, закріпленого в підвісній системі вагоноперекидача. Розроблена математична модель визначення кінематичних характеристик механічної системи піввагон-вагоноперекидач у залежності від швидкостей розвантаження і геометричних параметрів кузовів піввагонів. Величини отриманих прискорень, які діють на систему не перевищують 0,022 – 0,054 м/с², що не робить істотного впливу на динаміку при перекиданні. Отримано закони складного руху системи.

4. Доопрацьовано і доповнено методи визначення зовнішніх і внутрішніх силових факторів, що діють на кузов піввагона при вивантаженні сипучих і навалочних вантажів з

урахуванням їх зняття з ходових частин і розміщення в розвантажувальній системі підвісного вагоноперекидача.

5. Досліджено характер і величини навантажень, що діють на кузов піввагона зі зміною його кута повороту від 0^0 до 180^0 на підвісному вагоноперекидачі. Запропонований новий підхід оцінки напруженого стану, а також поставлені задачі були реалізовані на ЕОМ методом кінцевих елементів.

6. Отримані результати вказують на достатню для теоретичних розрахунків збіжність: максимальна розбіжність складає 22% для елементів бокової стіни. Встановлено, що максимальні напруження виникають у двох основних зонах конструкції кузова при розвантаженні без привалочної плити: у вузлах з'єднання стійок бокової стіни і балок рами при перекиданні на кут $48,9^0$ – 333 МПа; у стійках бокової стіни – до 776 МПа при перекиданні на кут 90^0 . За отриманими результатами реалізована задача оцінки міцності кузова з моделюванням привалочної плити і при цьому одержані розрахункові напруження знизились до 103 МПа, що нижче припустимих значень згідно норм розрахунку вагонних конструкцій на міцність. Виконані попередні розрахунки на міцність та жорсткість елементів конструкції привалочної плити .

7. Проведені експериментальні дослідження характеристик міцності кузова піввагона при розвантаженні на розробленій моделі підвісного вагоноперекидача за допомогою положень теорії подібності. При моделюванні отримана задовільна збіжність з теоретичними даними досліджень (величина максимальних розбіжностей склала 25% -30%).

8. Результати дисертації передані морським торговим портам «Іллічівськ» і «Південний» з метою впровадження вагоноперекидача підвісного типу для розвантаження піввагонів в трюми суден.

9. Оцінка економічного ефекту показала, що при впровадженні підвісного вагоноперекидача в результаті зниження відрахувань на виконання ремонтних операцій пошкоджених піввагонів і підвищення продуктивності переробки сипучих вантажів економічний ефект за період (10 років) на наявний парк піввагонів складе близько 27,5 млн. грн. і близько 1,5 млн. грн. від заходів щодо збереження рухомого складу .

10. Вперше розроблена, аналітично й експериментально досліджена принципово нова конструкція підвісного вагоноперекидача і вивантаження сипучих вантажів з піввагонів за його допомогою.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Пат. 38112 Україна, МПК⁷ В65G67 / 48. Вагоноперекидач: Пат. 38112 Україна, МПК⁷ В65G67 / 48 / Головка В.Ф., Венцель Є.С., Деркач І.А., Візняк Р.І. (Україна); УкрДАЗТ. - №1771-III; Заявл. 30.05.2000.

2. Головка В.Ф., Візник Р.І. Нові технічні системи розвантаження напіввагонів // Інформ.-кируючі системи на залізн. трансп. - 2002. - №.6. - С.25-27.
3. Головка В.Ф., Візник Р.І. Розрахунки зусиль, що діють на піввагон при грейферному розвантаженні // Зб. наук. праць. Харків: ХарДАЗТ. - 2001. - Вип.45. - С.10-14.
4. Головка В.Ф., Фомін А.І., Візник Р.І. Теоретичне дослідження напружено-деформованого стану піввагона при вивантаженні зв'язних сипучих вантажів способом перекидання у підвісному положенні // Зб. наук. праць. - Харків: УкрДАЗТ. - 2001. - Вип.49. - С. 19-25.
5. Головка В.Ф., Дунай Л.М., Візник Р.І. Дослідження кінематики перекидання кузова піввагона при розвантаженні у підвищеному положенні // Зб. наук. праць. - Харків: УкрДАЗТ. - 2002. - Вип. 50. - С. 66-68.
6. Головка В.Ф., Красюк А.Г., Візник Р.І. Метод визначення навантажень, що діють на піввагони при розвантаженні // Залізн. трансп. України. - 2002. - №6. - С. 50-51.
7. Візник Р.І. Розробка методу оцінки напруженого стану кузова піввагона при розвантаженні підвісним вагоноперекидачем // Коммунальное хозяйство городов: Науч. –техн. сб. – К.: Техніка, 2003. - Вып. 47 - С.227-232.

ДОДАТКОВО МАТЕРІАЛИ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ ВИКЛАДЕНІ В ПРАЦЯХ:

1. Візник Р.І. Розробка і розрахунок просторово-стержневої кінцево-елементної моделі універсального суцільнометалевого піввагона // Інформ.-кируючі системи на залізн. трансп.: Матеріали виступів учасників 63 Міжнар. наук.-техн. конф. ХарДАЗТ і фахівців залізниць. - 2001.- № 5. - С.122.

АНОТАЦІЯ

Візник Р.І. Визначення характеристик міцності кузову піввагона при вивантаженні сипучих вантажів – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів. – Українська державна академія залізничного транспорту, Харків, 2003.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальної наукової задачі – забезпеченню міцності суцільнометалевих піввагонів при вивантаженні з них сипучих та навалочних вантажів, а також підвищенню продуктивності розвантаження. Виходячи з поставленої мети, був проведений аналіз існуючих технологій і технічних засобів розвантаження сипучих вантажів з піввагонів з точки зору нанесення пошкоджень, що взагалі негативно впливає на міцність елементів конструкції кузовів і збільшує відрахування на відновлення пошкоджених деталей та вузлів. З метою

підвищення рівня збереження піввагонів при виконанні розвантажувальних робіт, а також - їх експлуатаційної надійності, у якості головних заходів запропоновано використання принципово нових вагоноперекидачів підвісного типу. Доцільність і ефективність застосування засобу вивантаження з піввагонів сипучих вантажів за допомогою цих технічних засобів замість грейферних захватів обґрунтовано результатами теоретичних і експериментальних досліджень, а також підтвержені економічними розрахунками.

Ключові слова: суцільнометалевий піввагон, розвантаження, сипучі вантажі, вагоноперекидач підвісного типу, кінематика, збереження, міцність, напружено-деформований стан.

АННОТАЦІЯ

Визняк Р.И. Определение прочностных характеристик кузова полувагона при выгрузке сыпучих грузов – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 – подвижной состав железных дорог и тяга поездов. – Украинская государственная академия железнодорожного транспорта, Харьков, 2003.

Как известно, от исправного состояния грузовых вагонов во многом зависит эффективность железнодорожных перевозок, однако комплекс работ с подвижным составом на протяжении длительного времени предопределили различные по своему характеру и содержанию причины, снижающие прочность и надежность вагонов в эксплуатации. Одной из главных причин массовых повреждений грузовых вагонов является сверхнормативное силовое воздействие органов средств механизации погрузочно-разгрузочных работ на элементы конструкции их кузовов.

Наибольшую долю грузового парка Украины составляют цельнометаллические полувагоны, предназначенные для перевозки широкой номенклатуры грузов, 80% из которых приходится на сыпучие и навалочные. Несмотря на постоянное совершенствование существующих технологий для выгрузки сыпучих грузов, а также дополнение ГОСТ 22235-76 предложениями по сохранности подвижного состава, уровень повреждаемости этого подвижного состава остается высоким. Такая ситуация создает необходимость разработки принципиально новых мероприятий, направленных на повышение уровня сохранности и производительности погрузочно-разгрузочных работ. В соответствии с этим, одним из путей решения данной проблемы предлагается использование вагоноопрокидывателей подвешенного типа, позволяющих осуществлять выгрузку сыпучих грузов из кузовов полувагонов, как на промышленных предприятиях, так и по “прямому варианту” - в трюмы грузовых судов. Однако, несмотря на улучшение экономических показателей перегрузочного процесса, важное внимание должно быть

уделено исследованию прочности кузовов при взаимодействии с конструкцией вагоноопрокидывателя, что и было предметом исследования в диссертационной работе.

Теоретически исследовано напряженно-деформированное состояние элементов кузова полувагона при взаимодействии с грейферным ковшом. Решена задача одномерного частично упругого удара с применением аппарата теории удара и физических свойств соударяемых тел.

Разработана математическая модель определения законов сложного движения и кинематических характеристик механической системы полувагон-вагоноопрокидыватель на основании теоремы Эйлера - Даламбера и основных принципов теоретической механики.

Доработаны и дополнены методы исследования напряженного состояния кузовов грузовых вагонов. В качестве основной задачи рассмотрено определение внешних сил и внутренних усилий в элементах несущей конструкции полувагонов, а также исследовано напряженное состояние при их снятии с ходовых частей и размещении в разгрузочной системе подвешенного вагоноопрокидывателя на основании фундаментальных положений строительной механики и теории упругости с применением метода конечных элементов. Предложены пути снижения эксплуатационных нагрузок путем разработки и постановки привалочной плиты на боковую стену кузова. Проведенные экспериментальные исследования на основе зависимостей теории подобия и моделирования, а также результаты определения интегрального экономического эффекта при внедрении вагоноопрокидывателей подвешенного типа свидетельствуют о возможности сокращения простоев полувагонов под разгрузкой в 3,5 раза. Ожидаемый экономический эффект при этом составит за 10 лет расчетного периода на наличный парк полувагонов около 27,5 млн. грн. и около 1,5 млн. грн. - от мероприятий по сохранности подвижного состава.

Выполненные в работе исследования позволяют повысить уровень сохранности и надежности цельнометаллических полувагонов, а также производительность погрузочно-разгрузочных работ.

Ключевые слова: цельнометаллический полувагон, разгрузка, сыпучие грузы, вагоноопрокидыватель подвешенного типа, кинематика, сохранность, прочность, напряженно-деформированное состояние.

THE SUMMARY

Viznyak R.I. – The determination of an open goods wagon durability characteristics when unloading dry cargoes – Manuscript.

Thesis for the degree of candidate of sciences, speciality 05.22.07 – Rolling Stock And Train Traction. – Ukrainian State Railway Transport Academy, Kharkov, 2003.

The thesis is devoted to the solution of an urgent scientific problem – the provision of all-metal open goods wagons safe-keeping when unloading dry and loose cargoes, and also to enhancing the

productivity of unloading. Considering the problem set, the analysis of existing technologies and technical devices for unloading dry cargoes out of open goods wagons from the point of view of causing damage, which in general negatively affects the body structure elements durability and leads to the increase in the costs of the damaged parts and units repair, has been carried out. With the purpose of the open goods wagons safe-keeping efficiency improvement when unloading as well as their operational reliability, the use of fundamentally new suspended-type railway truck tippers has been proposed as the basic solution to the problem. The expediency and efficiency of the use of the dry cargoes unloading method with the help of the above-mentioned technical devices in place of grabs has been grounded by the results of the developed kinematics and open goods wagon body stress-deformed state calculation methods supported by experimental research results and economic computations.

Key words: all-metal open goods wagon, unloading, dry cargoes, suspended-type railway truck tipper, kinematics, safe-keeping, durability, stress-deformed state.