

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ
ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

ЛЬВІВСЬКА ФІЛІЯ

МАТЕРІАЛИ

ЧЕТВЕРТОЇ СТУДЕНТСЬКОЇ
НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ



Львів-2013

Редакційна колегія:

Копитко В.І. (головний редактор)

Станкевич В.З.

Кузін М. О.

Возняк О. М.

Матеріали Четвертої студентської науково-технічної конференції: //Збірник наукових праць/ ЛФ ДНУЗТ; Львів, 2013. 121 с. Наклад 20 прим.

Збірник містить праці Четвертої студентської науково-технічної конференції, яка проводилась у Львівській філії Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна 11 квітня 2013 р.

Іл. 95, Табл. 21, Бібліогр.: 118 назв.

Рекомендовано до друку рішенням Вченої ради Львівської філії Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (протокол № 9 від 21.05.2013 р.).

Комп'ютерна верстка та дизайн: О.М. Возняк

Адреса університету:

49010, Дніпропетровськ, 10, вул. акад. В.А. Лазаряна, 2

Адреса Львівської філії:

79052, м.Львів, вул. І. Блажкевич, 12а

ЗМІСТ

Гриш Н. Р. ЖИТТЯ ПОВ'ЯЗАНЕ З ДІТОМ (ЖИТТЄВИЙ ТА НАУКОВИЙ ШЛЯХ АКАДЕМІКА В. А. ЛАЗАРЯНА).....	5
Ваків В. Я. ІСТОРІЯ ЛЬВІВСЬКОЇ ФІЛІЇ ДНІПРОПЕТРОВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. А. ЛАЗАРЯНА.....	9
СЕКЦІЯ "ОРГАНІЗАЦІЯ ПЕРЕВЕЗЕНЬ ТА УПРАВЛІННЯ НА ЗАЛІЗНИЧНОМУ ТРАНСПОРТІ. РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ"	
Кузишин А.Я. МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕПЛОВОЗА 2М62.....	13
М.Д.Дудок, М.В.Дзондза ІНФОРМАЦІЙНІ СИСТЕМИ ПІДТРИМКИ, НАВІГАЦІЇ ТА УПРАВЛІННЯ РУХОМ ЗАЛІЗНИЧНИХ ПОЇЗДІВ.....	18
Мартин М.І. АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ В УМОВАХ РЕФОРМУВАННЯ ЗАЛІЗНИЧНОЇ ГАЛУЗІ ДЛЯ ПОДАЛЬШОГО ПРОГНОЗУ (НА ПІДСТАВІ МАТЕРІАЛІВ ЛЬВІВСЬКОЇ ЗАЛІЗНИЦІ).....	22
Левицька З.О. ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ПРИБУТКУ ЗАЛІЗНИЦІ ОДЕРЖАНОГО ЗА ПЕРЕВЕЗЕННЯ ВАНТАЖІВ ВІД ВІДЧУЖЕННЯ ЗБИТКОВИХ МАЛОДІЯЛЬНИХ ДІЛЬНИЦЬ ЗАЛІЗНИЦІ.....	27
Гасюк Р.В., Вантух Н.О. ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК СУЧАСНИХ ЕЛЕКТРОВОЗІВ (2ЭС6 і 2ЭС10) В УМОВАХ ЛЬВІВСЬКОЇ ЗАЛІЗНИЦІ.....	31
Гичка Л.М., Данилів О.Д. ТЕХНІЧНІ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ПРОПУСКНОЇ СПРОМОЖНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ КОРИДОРІВ.....	37
Дегтярук О.Ю. ВПЛИВ БРАКУ ЛИТВА НА РОБОТУ ПОВІТРОРІЗПОДІЛЬНИКА №483М.....	43
Осипчук Б. П., Житков С. Б. СТРУКТУРА ТА ОПІР РУЙНУВАННЮ СТАЛЕЙ У РІЗНИХ ЗОНАХ ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІС.....	46
Конопада П.В., Павлів В.В. ПОШУК МОЖЛИВОСТЕЙ РЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ В УМОВАХ ЛЬВІВСЬКОЇ ЗАЛІЗНИЦІ.....	50
Довганюк М. Ю. АНАЛІЗ ПІДХОДІВ ДО МОДЕЛЮВАННЯ ДОВГОТРИВАЛОГО ЗНЕМИЦЕННЯ ВУЗ-ЛІВ ТЕРТЯ В ЗАЛІЗНИЧНИХ КОНСТРУКЦІЯХ.....	55
Рижий В.В. ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВСТАНОВЛЕННЯ ВАНТАЖНИХ ЗАЛІЗНИЧНИХ ТАРИФІВ У МІЖНАРОДНОМУ СПОЛУЧЕННІ.....	59
Марків М.І. ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ БОКОВИХ РАМ ВАГОННИХ ВІЗКІВ МЕТОДОМ ЗМІЦНЕННЯ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ ІНСТРУМЕНТОМ З ГНУЧКИМИ РОБОЧИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ.....	63

СЕКЦІЯ "ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ. КОЛІЙНЕ ГОСПОДАРСТВО. ЗАЛІЗНИЧНІ СПОРУДИ"

Зайцев А. Ю.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВЗДОВЖНЬОГО ПРОФІЛЮ ХРЕСТОВИН НА
ЗАЛІЗОБЕТОННИХ БРУСАХ..... 67

Мужик Б. Й.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ ҐРУНТІВ ТІЛА
НАСИПУ НА ПАРАМЕТРИ КРИВОЇ ЗРУШЕННЯ..... 72

Костик Б. В.

ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ГЕОТЕКСТИЛЮ В КОНСТРУКЦІЇ
ЗАЛІЗНИЧНОЇ КОЛІЇ..... 77

Поліщук А. О.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ТЕМПЕРАТУРИ ПО
КОНСТРУКЦІЯХ ЗАЛІЗНИЧНИХ МОСТІВ 82

Борух М. В., Осьмак І. І.

УМОВИ ВИНИКНЕННЯ ВИДИМОГО СЛІДУ ПІД ЧАС РУХУ ГРЕБЕНЯ КОЛЕСА
ПО ПОВЕРХНІ КОЧЕННЯ ГОЛОВКИ РЕЙКИ..... 88

Любас І.М.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ЗВИЧАЙНИХ СТІЛОЧНИХ ПЕРЕВОДІВ ДЛЯ
МАГІСТРАЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ 92

Зайцев А. Ю.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ КОЛЕСА ТА РЕЙКИ У БОКОВОМУ
НАПРЯМКУ 97

Варениця Ю. М., Грицак В. В.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ТЕМПЕРАТУРИ У БАЛЦІ ЗАЛІЗНИЧНОГО МОСТА. 102

Чура Т. В.

ДОСЛІДЖЕННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ДЕФОРМАЦІЙ КОЛІЇ НА ДЕРЕВ'ЯНИХ
ШПАЛАХ ТА ВПЛИВУ НА НИХ ВЕРТИКАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТА
КРИВИЗНИ КОЛІЇ..... 104

Вишинська М.Р.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗКАНТОВКИ КОЛІЇ НА ДЕРЕВ'ЯНИХ ШПАЛАХ 109

Мазуранчик І.В.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДХИЛЕНЬ ГЕОМЕТРІЇ КОЛІЇ У ПЛАНІ ТА СПОСОБИ ЇХ
ВИМІРІВ 114

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ ПОДАНИХ СТАТЕЙ 120

Гриш Н. Р.

Науковий консультант – доц. Соболевська Ю.Г.

ЖИТТЯ ПОВ'ЯЗАНЕ З ДІПТОМ (ЖИТТЄВИЙ ТА НАУКОВИЙ ШЛЯХ АКАДЕМІКА В. А. ЛАЗАРЯНА)

Подано короткий опис життєвого шляху і напрямки наукової діяльності академіка Всеволода Арутюновича Лазаряна, ім'я якого носить Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту.

Всеволод Арутюнович Лазарян народився 16 жовтня 1909 року в м. Оріхів Катеринославської губернії (нині Запорізької області). Його мати була вчителькою французької мови, а батько – лікарем. У роки Першої світової війни батько працював у військовому шпиталі на Кавказькому фронті. Після закінчення військової служби у 1924 році батько з родиною переїхав до м. Бердянська, де виконував обов'язки судового лікаря.

У 1925 р. після закінчення Бердянської профтехшколи Всеволод Лазарян поступив на відділення будівництва залізниць Катеринославського політехнікуму шляхів сполучення, але після 3-го курсу залишив технікум і став студентом маркшейдерського факультету гірничого інституту. Студент Лазарян з перших років навчання брав участь у науковій роботі під керівництвом професора гірничого інституту А.С. Локшина. Для покращення своєї математичної освіти він відвідував лекції провідних вчених в інституті народної освіти (нині університет). Вже на старших курсах здібного студента стали залучати до викладацької роботи. Ще до закінчення інституту, у 1930 році, він був запрошений на викладацьку роботу на кафедрі теоретичної та будівельної механіки у Дніпропетровський гірничий інститут та створений того ж року Дніпропетровський інститут інженерів залізничного транспорту. Так з 1930 р. В.А. Лазарян пов'язав своє життя з ДІПТОМ. Надзвичайні здібності дозволяли Всеволоду Арутюновичу суміщати викладацьку роботу з навчанням в інституті, а потім – в аспірантурі у видатного українського вченого академіка О.М. Динника.



Вже у 1932 році В.А. Лазарян захистив кандидатську дисертацію на тему “О форме переходной кривой”.

У 1934 році, після смерті засновника кафедри будівельної механіки ДІПТу проф. А.С. Локшина, Всеволод Арутюнович очолив цю кафедру та був її незмінним керівником до 1968 року.

Перші наукові роботи В.А. Лазаряна були різноманітними за тематикою та свідчили про широту наукових інтересів їх автора. У 1936-37 роках він виконав серію робіт з прикладної теорії пружності, одну з яких “О формах равновесия стержней при силах выше критической” він доповідав на II Всесоюзному математичному з'їзді.

У 1938-40 роках його зацікавили задачі динаміки залізничного поїзда, і в 1940 році він захистив докторську дисертацію “К вопросу о динамических усилиях в упряжных приборах поезда”, в якій досліджував динамічні зусилля в міжвагонних з'єднаннях поїздів. Вже через рік, напередодні війни, В.А. Лазаряну було присвоєно вчене звання професора, а 18 квітня 1941 р. він був призначений начальником Дніпропетровського інституту залізничного транспорту.

З початком війни змінилися напрями діяльності інституту. Тепер робота вчених скеровувалась на допомогу залізничникам в організації руху військових ешелонів, будівництво нових переправ через Дніпро, ремонт ушкоджених мостів, станцій, колії. 700 студентів ДПТУ були мобілізовані на навчання в артилерійському училищі та вже через місяць стали на захист рідного міста.

Колектив ДПТУ був евакуйований у Новосибірськ. В період евакуації інститут не тільки продовжив роботу по підготовці кваліфікованих інженерів для залізниці, але й виконав низку важливих для захисту держави робіт. Начальник інституту зробив все можливе, щоб інститут зберіг свою цілісність і не був розформований по місцевих вищих навчальних закладах. В.А. Лазарян звернувся до Михайла Івановича Калініна з проханням ввести броню на студентів залізничників. Він вірив у швидке повернення інституту в Дніпропетровськ та готувався до цього. Студенти та викладачі заготовляли лісоматеріали, виготовляли деталі парт, лабораторних столів, табуретів. Тому, коли в 1944–1945 навчальному році відновилися заняття у Дніпропетровських навчальних закладах, то ДПТ був єдиним, де студенти слухали лекції не стоячи, а сидячи за партами або столами

У ДПТі за час окупації міста було знищено половину навчального корпусу. Гуртожитки були розбиті. До повоєнних негараздів додався голодний 1946–1947 рік. Всеволод Арутюнович багато та плідно займався відновленням інституту, розвитком його лабораторій. Вже з 1946 року розпочалось проектування нового навчального корпусу. Одночасно В. А. Лазарян надавав велику допомогу у відновленні залізниць та забезпеченні їх безперебійної роботи.

У 1944 році залізниці було надано військовий статус, а Всеволоду Арутюновичу було присвоєно звання генерал-директора шляхів та будівництва III рангу. З того часу він носив форму генерала. В інституті панувала військова атмосфера та така ж дисципліна. Всі ходили у формі. Завідувачі кафедр та професори мали військові звання відповідних служб. На демонстраціях та військових парадах генерал Лазарян завжди очолював колону демонстрантів ДПТУ. Поруч з ним, в голові колони, йшов студентський духовий оркестр, який в ці роки був створений у ДПТі. Оркестр був гордістю інституту.

Професор дуже багато працював, але завжди був доступним для студентів. Після зарахування студентів до лав інституту він особисто в своєму кабінеті вручав їм студентські білети та залікові книжки.

Всеволод Арутюнович неодноразово зустрічався з Н.М. Федиченко, за ініціативою якого на базі Дніпропетровського політехнікуму та факультету інженерів шляхів сполучення Київського політехнічного інституту був створений ДПТ. Він же був першим начальником інституту. В останні роки Федиченко працював у Всесоюзному науково-дослідному інституті залізничного транспорту у Москві, але часто відвідував Дніпропетровськ.

У 1947 р. при кафедрі В.А. Лазаряном була створена наукова лабораторія моделювання, в якій досліджували динамічні процеси в поїздах при перехідних режимах руху. На базі цієї лабораторії у 1958 р. була заснована галузева науково-дослідна лабораторія динаміки та міцності рухомого складу залізниць Міністерства шляхів сполучення СРСР. В.А. Лазарян сам керував її роботою. Під час експериментів Всеволод Арутюнович уважно слідкував за тим, як виконуються дослідження, експрес-обробка результатів, особисто перевіряв висновки.

За ініціативою Лазаряна в ДПТі був створений потужний обчислювальний центр та факультет обчислювальної техніки, який першим серед залізничних вищих навчальних закладів країни почав готувати фахівців з комп'ютерних технологій.

У 1958 році В. А. Лазарян за власним бажанням залишив посаду ректора ДПТУ. Він вирішив повністю присвятити себе науці. Створений ним колектив науковців щорічно виконував величезний обсяг науково-дослідних робіт для залізничного транспорту та фундаментальних робіт. Під науковим керівництвом професора захистили дисертації 20

докторів наук, понад 100 кандидатів технічних та фізико-математичних наук. В. А. Лазаряном опубліковано понад 330 наукових робіт, в тому числі 7 монографій та 5 навчальних посібників. Йому належать 24 авторських свідоцтва на винаходи. У 1977 р. В. А. Лазарян написав розділ, присвячений коливанням рухомого складу, для 6-томного довідника “Вібрації в техніці”.

Враховуючи потреби ракетного виробництва, В. А. Лазаряна запрошують очолити за сумісництвом відділ міцності, а також (на громадських засадах) відділ динаміки і міцності гірничих машин Інституту механіки Академії наук УРСР у Дніпропетровську. Наукові успіхи вченого стають загальноновизнаними. Його обирають членом-кореспондентом Академії наук України, і доручають створення Дніпропетровського відділення Інституту механіки, директором якого він був з 1968 р. до останніх днів свого життя. І знову В. А. Лазарян займався адміністративною роботою: будівництвом нового корпусу, створенням обчислювального центру, обладнанням висококласних лабораторій математичного моделювання, динамічних випробувань, інформаційних систем. Зараз відділення перетворилося на відомий як в Україні, так і за кордоном, Інститут технічної механіки Національної Академії наук України та Національної космічної агенції.



У 1969 р. В.А. Лазаряну було присвоєно почесне звання заслуженого діяча науки УРСР, а в 1972 р. він був обраний академіком АН УРСР. В 1971 р. Всеволоду Арутюновичу було присуджено Державну премію УРСР, а в 1978 р. – премію імені О.М. Динника за цикл робіт по дослідженню коливань одновимірних механічних систем та перехідних режимів руху поїздів.

В.А. Лазарян був нагороджений орденом Леніна, 4 орденами Трудового Червоного Прапора, орденом “Знак пошани”, медалями.

Помер В. А. Лазарян 24 грудня 1978 року. Він похований на Запорізькому цвинтарі м. Дніпропетровська. В дні пам’яті Лазаряна його учні та вихованці його наукової школи покладають квіти на його могилі, біля меморіальної дошки на стінах ДПТУ. У краєзнавчому музеї м. Оріхів створено постійно діючу експозицію, присвячену видатному земляку. 16 жовтня 2009 року наукова спільнота м. Дніпропетровська та гості з

різних міст України, Росії, закордонні гості урочисто відсвяткували 100-річчя Учителя.

Іменем Лазаряна названий не тільки Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту, але й вулиця, на якій він розташований.

В.А. Лазарян – відомий вчений, видатний організатор, великий педагог, надзвичайно яскрава особистість. Свій науковий шлях В. А. Лазарян розпочав у 30-ті роки. Його цікавили питання міцності гірських порід, проблеми теорії випадкових помилок, задачі прикладної теорії пружності. Але головним досягненням першого періоду наукової діяльності В. А. Лазаряна є створення теорії перехідних режимів руху одновимірних механічних систем із застосуванням до задач динаміки залізничного поїзда. Розвиваючи ідеї М. Є. Жуковського, Лазарян ввів у розрахункову схему поїзда та її математичну модель розсіювання енергії, що дозволило розв’язати багаточисельні задачі про перехідні режими руху поїздів. Не обмежуючись моделлю пружно-в’язкого тіла, Лазарян дослідив перехідні режими при розсіюванні енергії гістерезисного типу. Найбільш суттєві для практики результати він отримав в цій галузі після того, як ним було розроблено та використано у дослідженні нелінійні розрахункові схеми

поїзда, що дозволило врахувати зазори в міжвагонних з'єднаннях, а також складне розсіювання енергії в поглинаючих апаратах автозчепок залізничних вагонів.

Вперше у світовій практиці групою науковців на чолі з Лазаряном на основі досліджень перехідних режимів руху поїздів було науково обґрунтовано вибір умов спряження елементів поздовжнього профілю колії. Результати цієї роботи знайшли відображення в будівельних нормах та правилах проектування залізниць.

Теорію дослідження перехідних режимів руху поїздів Лазарян завжди підкріплював експериментальними дослідженнями в натурних поїздах та постановкою лабораторних експериментів на електронних моделях поїзда. Він досліджував також перехідні режими руху складних механічних систем, що містять ємності, частково заповнені рідиною.

Велике значення для теорії та практики має створення В. А. Лазаряном теорії стійкості рейкових транспортних засобів. Спираючись на фундаментальні дослідження О. М. Ляпунова, Лазарян розробив та використав низку методів дослідження стійкості руху рейкових екіпажів. Ці методи дозволили не лише розробити інженерні способи оцінки стійкості руху існуючих поїздів, але й поставити та розв'язати задачу знаходження таких параметрів транспортних засобів, при яких їх рух стійкий в заданому діапазоні швидкостей. Ці дослідження також підкріплювалися експериментами зі швидкісним вагоном-лабораторією з реактивною тягою (1972-73 рр.), під час яких було досягнуто рекордної швидкості руху рейкового транспорту – 250 км/год. Параметри ресорного підвішування вагона-лабораторії були заздалегідь визначені Лазаряном та його учнями. Результати досліджень підтвердили основні положення теорії.

В. А. Лазаряном та його учнями було розроблено методику дослідження процесів взаємодії рухомого складу та колії на основі технічної моделі основи, запропонованої видатним вченим-механіком В. З. Власовим. Результати досліджень стійкості руху рухомого складу та його взаємодії з колією узагальнені в монографіях “Динаміка вагонів” та “Стійкість руху рейкових екіпажів”.

Збурення, що діють на рухомий склад під час руху поїзда, мають випадковий характер. Випадковими в загальному випадку є також жорсткісні та інерційні характеристики поїзда, розподіл зазорів в міжвагонних з'єднаннях перед початком перехідного процесу, характеристики гальмівних засобів, тощо. Це вимагає від Лазаряна та його учнів застосування методів статистичної динаміки для розв'язування задач динаміки поїзда і задач взаємодії рухомого складу з колією.

Лазарян був ентузіастом широкого застосування теорії узагальнених функцій як у наукових дослідженнях, так і в навчальному процесі, що розширяло можливості отримання точних аналітичних розв'язків складних задач механіки.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Пилипенко О. Магістраль його життя/ Вісник Національної академії наук України.- 2009. -№10, с.60-63.
2. Куліш А. І. Легенди ДПТУ.– Дніпропетровськ: Вид-во ДНУЗТ ім. ак. В. Лазаряна, 2005.– 458.
3. Конашенко С. И. Всеволод Арутюнович Лазарян (Краткий очерк о жизни и научной деятельности)/ В кн. В.А.Лазарян. Динамика транспортных средств / К: Наук.думка, 1995.

Гриш Н. Р.

ЖИЗНЬ СВЯЗАННАЯ С ДИИТОМ (ЖИЗНЕННЫЙ И НАУЧНЫЙ ПУТЬ АКАДЕМИКА В. А. ЛАЗАРЯНА)

Дано краткое описание жизненного пути и направления научной деятельности академика Всеволода Арутюновича Лазаряна, имя которого носит Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта.

Ваків В. Я.

Науковий консультант – ст. викл. Пелех С.О.

ІСТОРІЯ ЛЬВІВСЬКОЇ ФІЛІЇ ДНІПРОПЕТРОВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. А. ЛАЗАРЯНА

В роботі наведено основні факти з історії створення Львівської філії Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту та показано її роль у підготовці висококваліфікованих фахівців для Львівської залізниці.

Історія Львівської філії Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В.А. Лазаряна невід’ємно пов’язана з Львівською залізницею. Створення філії було обумовлено необхідністю підготовки фахівців-залізничників.

З архівних документів дізнаємося, що навчально-консультаційний пункт (НКП) у Львові був відкритий 18 серпня 1952 року відповідно до наказу Міністерства Культури СРСР за № 1372, і зроблено це було для допомоги 358 студентам-заочникам, які працювали в той час на Львівській залізниці. З метою наближення місця навчання до місця їхнього проживання Всесоюзним заочним інститутом інженерів залізничного транспорту (ВЗІПТ) на базі загально-технічного факультету Львівського поліграфічного інституту було здійснено набір на спеціальності залізничного напрямку.

Для організації проведення консультацій та навчальних занять не було ні навчального приміщення, ні викладачів, ні приміщення для розміщення штату НКП та зберігання документації. Незважаючи на це, навчальні заняття у двох групах 3 та 4 курсів розпочалися 11 вересня 1953 року за ініціативою в. о. начальника НКП Єлизавети Григорівни Шангіної.

За поданням керівництва Львівської залізниці наказом начальника ВЗІПТу Бикова О.П. за № 184 від 28.09.53р. із 2 жовтня 1953 року начальником Львівського навчально-консультаційного пункту ВЗІПТу був призначений інженер-майор руху Гавриїл Наумович Крамаренко.

В Ужгороді навчальні та консультаційні заняття студентів-заочників ВЗІПТу розпочалися 15 листопада, у Станіславі – 5 вересня на 2-му курсі та з 5 жовтня на 1-му курсі. Крім того, були організовані консультації для заочників у Тернополі з 24 листопада та у Стрию – з 20 жовтня.

Очними заняттями було охоплено 296 студентів.

Усього було охоплено очними консультаціями та навчальними заняттями 80,2% від загальної кількості студентів-заочників, які на той час працювали на залізниці.

В Ужгороді заняття проводили в приміщенні Держуніверситету, у Станіславі (Івано-Франківську) – у приміщенні педагогічного інституту, у Тернополі – в технічному кабінеті залізничного вузла, у Стрию – в приміщенні СШ № 8 Львівської залізниці.

У 1954 р. в НКП працювало 30 викладачів, серед них 7 доцентів (один штатний доцент та два штатних викладачі на 0,5 посадового окладу), 2 кандидати наук, 17 старших викладачів. Консультаційні заняття у Львові проводилися в приміщенні 2-ї залізничної середньої школи, де було виділено 9 аудиторій, там же була розташована канцелярія НКП.

Уже тоді начальник НКП – асистент Ланда Я. Й. відзначав, що стає життєво необхідною потреба організувати філію Інституту. Цю ідею підтримав обласний комітет компартії України.



Гавриїл Наумович Крамаренко

У 1954 році для надання допомоги вступникам до ВЗІТТ на базі НКП були організовані підготовчі курси: у Львові дві групи, у Чернівцях – одна група, у Здолбунові – одна група; заняття починалися з 16 лютого та 1 березня 1955 року.

У 1957 році Львівська залізниця отримала перших 25 інженерів-випускників Всесоюзного заочного інституту інженерів залізничного транспорту.

Усі інженери паровозного господарства, зараховані в інститут для перекваліфікації на тепловозну та електровозну спеціальності, також були охоплені консультаційними заняттями.

Консультаційні заняття були організовані в 10 містах: у Львові, Тернополі, Стрию, Станіславі (Івано-Франківську), Чернівцях, Здолбунові, Рівному, Ковелі, Мукачевому, Ужгороді.

Для занять зі студентами НКП до Львова приїжджали викладачі інституту з Москви: доцент Биков О.П. – зав. кафедрою електротехніки, асистент цієї ж кафедри доцент Ветухов Є.А., старші викладачі Клабукова А.В., Агабеков Ф.Д. (кафедра експлуатації залізниць); Синдаловський Г.Е. (кафедра вищої математики); професор Гулянян – зав. кафедрою політекономії; доцент Дохльов (кафедра колії і колійного господарства); асистент Мухін (кафедра фізики).

До НКП були прислані керівництвом ВЗІТТ вагони-лабораторії з фізики і електротехніки, особливо корисним для студентів був колектив вагона-лабораторії електротехніки під керівництвом зав. кафедрою доцента Бикова О. П., який працював на станціях Здолбунів, Івано-Франківськ, Львів з інженерами-паровозниками, котрі перекваліфіковувалися на спеціальності тепловозів, та зі студентами інших спеціальностей.

З метою якісного відбору 30 липня 1960 року вперше було проведено відбір абітурієнтів, які рекомендовані для зарахування у ВЗІТТ.

1961-1962 навчальний рік став для НКП періодом реорганізації.

З 1 січня 1962 року ВЗІТТ передав НКП до складу ДІТТ. Всього із ВЗІТТ до ДІТТ було передано 399 осіб.

У 1972 році НКП для студентів-заочників був перенесений ДІТТом у приміщення Львівського технікуму залізничного транспорту по вул. Снопківській, 47.

Станом на серпень 1972 року загальна кількість студентів, що навчалися в НКП і отримали вищу освіту, становила 1306 осіб. З них закінчили ВЗІТТ 511, ДІТТ 668, ХІТТ 127 осіб.

Контингент студентів НКП в 70-80-х роках коливався в межах 600-700 осіб.

Керівництво Львівської залізниці на протязі всього існування НКП, а пізніше філії, надавало нашому навчальному закладу велику матеріальну та організаційну допомогу. Враховуючи велику потребу студентів у науково-технічній літературі, залізниця щороку виділяла кошти на придбання підручників для організованого при дорожній технічній бібліотеці відділу з вищої заочної освіти, і вже в 1960 р. загальна сума цих коштів перевищила 150 тис. рублів.

У 1978 році на підставі прийнятого керівництвом Львівської залізниці рішення № П-348 від 14.08.1979 р. НКП ДІТТ було виділено приміщення в районі залізничного вокзалу по вул. Вокзальна, 50, 54, де були обладнані навчальні лабораторії, лекційні та спеціалізовані аудиторії.

Після закінчення у 1968 році ДІТТ з вересня 1969 до березня 1986 року НКП завідував Віталій Олександрович Федотов, який працював викладачем спецдисциплін тут ще з 1961 року.

З грудня 1985 року, за клопотанням ректора ДІТТ Віктора Агаповича Каблукова, з метою покращення підготовки спеціалістів для залізниці до Львівського НКП був переведений головний інженер служби електрифікації та енергетичного господарства залізниці Віктор Андрійович Юркаєв, який очолював НКП з 1986 по 1992 рік.

У Львівському НКП ДІТТ за сумісництвом чи на умовах погодинної оплати праці працювали викладачі провідних Львівських ВНЗ. У штаті НКП ДІТТ були доцент І-С.С. Слабковський, старші викладачі Шибико В.М., Яковлева І.А., Галашевський Б.А.; асистент Пелех С.О., фахівці-залізничники Савченко В.В., Виговський О.В. У 90-х роках в НКП ДІТТ

навчали студентів доценти Токарев Г.О., Ялинський Б.В., Чорний Б.І., Лаушник І.П., Дмитровська О.І.



Віталій Олександрович Федотов



Віктор Андрійович Юркаєв

За пропозиціями наради при заступнику начальника Львівської залізниці (протокол № 78 від 24.11.1993 р.) було визначено перелік найбільш необхідних для залізниці спеціальностей: “Електричний транспорт”; “Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту (вагони) та (локомотиви)”; “Залізничні споруди та колійне господарство”; “Організація перевезень та управління на залізничному транспорті”; “Транспортні системи”; “Облік і аудит”; “Менеджмент організацій”. Львівська залізниця зверталася до керівництва ДПТУ з проханням підготовки фахівців саме за цими напрямками.

У 1996 році з метою покращення умов і якості підготовки інженерних кадрів, виходячи з потреб Львівської залізниці, наказом ректора № 263 від 07.06.1996 року на базі Львівського навчально-консультаційного пункту за рішенням Міністерства освіти України (лист заступника Міністерства № 8.1-5/812 від 03.08.93 р.) було створено Львівський факультет Дніпропетровського державного технічного університету залізничного транспорту. Деканом факультету призначено кандидата фізико-математичних наук Іриней-Семена Степановича Слабковського, який впродовж багатьох років викладав в НКП фізику, і був деканом з 1996 по 2002 рр.

Львівський факультет надавав освітні послуги на рівні кваліфікаційних вимог бакалавра за денною та заочною формою навчання до III курсу включно. За денною формою тут навчалися 275 студентів, за безвідривною – 247. З IV курсу студенти переходили на навчання до базового університету. З 1999-2000 навчального року при факультеті було відкрито набір до інституту післядипломної освіти за спеціальностями “Облік і аудит” та “Менеджмент організацій” в кількості 50 осіб.

Згідно з вказівкою начальника Львівської залізниці № 240в від 01.07.1996 р. у зв’язку з відкриттям факультету Дніпропетровського університету залізничного транспорту у Львові йому було передано в оренду новозбудований корпус по вул. Прокатній, 12а, (нині вул. І. Блажкевич) загальною площею 4698,7 кв.м.

Згідно вказівки начальника залізниці Георгія Миколайовича Кірпи від 16.07.97 р. № 336в “Про розвиток лабораторної бази на Львівському факультеті Діету” створювалась сучасна лабораторна база факультету. Відповідальність за виконання цього наказу було покладено на начальників відповідних служб залізниці, за якими закріплювались профільні лабораторії.

Центр науково-технічної інформації з фонду залізниці відібрав і передав факультету необхідну літературу. Залізниця передала для потреб студентів гуртожиток по вул. Коціловського, 23, який був укомплектований меблями, телевізором.

Викладачам університету на період вступних іспитів і навчального процесу забезпечувалось проживання у будинку відпочинку локомотивних бригад локомотивного депо Львів-Захід.

У 2004 році Міністерством транспорту України № 477 від 8 червня 2004 року було створено Львівський навчально-методично-науковий центр (ЛНМНЦ), до складу якого увійшли факультет інституту, філія інституту післядипломної освіти, довузівський центр, Львівський технікум залізничного транспорту. Число студентів на 1 вересня 2004 року сягало 438 осіб за денною формою навчання. Керівником ЛНМНЦ був призначений Василь Володимирович Савченко. Деканом у 2002-2004 р. був кандидат технічних наук, доцент Довганюк С. С., у 2004-2006 році – кандидат фізико-математичних наук, доцент Чорний Б. І., а з 2006 р. – доктор економічних наук, професор Копитко В. І.

4 серпня 2006 року наказом Міністерства транспорту та зв'язку України № 853 з метою приведення назви відокремленого структурного підрозділу відносно до ст. 30 Закону України “Про вищу освіту” Львівський навчально-методично-науковий центр перейменовано у Львівську філію Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. А. Лазаряна.

Спеціалістів залізничного профілю з освітньо-кваліфікаційним рівнем “Бакалавр” як денної, так і безвідривної форми навчання не готує жоден інший вищий навчальний заклад Львівської, Івано-Франківської, Чернівецької, Закарпатської, Волинської, Тернопільської та Рівненської областей.

У Львівській філії університету функціонують 4 кафедри: гуманітарної та соціально-економічної підготовки, фундаментальних дисциплін, транспортних технологій, рухомого складу і колії. Дві з названих кафедр очолюють професори.

Очолює філію кандидат технічних наук, доцент Довганюк С. С., деканом факультету Львівської філії є доктор економічних наук, професор Копитко В. І.

Навчально-педагогічний персонал Львівської філії становить 54 особи, з них: доктори наук, професори – 6 осіб; кандидати наук, доценти – 28 осіб; викладачі – 20 осіб. Всі мають науково-педагогічні кваліфікації, що відповідають дисциплінам, які вони викладають.

Сьогодні Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. А. Лазаряна – це багатопрофільний вищий навчальний заклад, єдиний серед усіх вищих навчальних закладів залізничного спрямування в Україні, у т.ч. акредитованих IV рівнем, який має найвищий, відповідно до Закону України “Про освіту”, статус національного університету, а Львівська філія гідно представляє його в Західному регіоні.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Ю.С. Томін, Ю.О. Романишин. Перша Колія: До 150 – річчя Львівської залізниці. – Львів: ЗУКЦ, 2011 – 495с.
2. Звіти про діяльність Львівського УКП за період 1952-1996 рр. (Інтернет ресурси).

Вакив В. Я.

ИСТОРИЯ ЛЬВОВСКОГО ФИЛИАЛА ДНЕПРОПЕТРОВСКОГО НАЦИОНАЛЬНОГО УНИВЕРСИТЕТА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА ИМЕНИ АКАДЕМИКА В. А. ЛАЗАРЯНА

В работе приведены основные факты из истории создания Львовского филиала Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта и показана его роль в подготовке высококвалифицированных специалистов для Львовской железной дороги.

МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕПЛОВОЗА 2М62

Запропоновано модернізацію системи охолодження тепловоза 2М62 шляхом встановлення термостата. Проведено розрахунки для різних умов експлуатації. Визначена витрата води через велике та мале коло циркуляції модернізованої системи охолодження.

Система охолодження тепловоза 2М62 призначена для підтримання оптимального температурного режиму роботи дизеля [1, 2].

Надмірна температура охолоджуючої рідини може призвести до зростання теплової напруженості деталей дизеля, а низька температура призводить до збільшення витрат дизельного палива, тому в експлуатації є важливим підтримання максимально високої, але допустимої з точки зору теплової напруженості деталей дизеля температури [3].

Метою дослідження є забезпечення раціонального температурного режиму роботи дизеля шляхом організації малого кола циркуляції води у системі охолодження.

Для досягнення вказаної мети необхідно провести тепловий розрахунок системи охолодження для різних умов експлуатації, модернізувати її шляхом встановлення водяного термостата, та підібрати його тип і параметри які б забезпечували підтримку заданого температурного режиму.

Тепловий розрахунок водяної системи полягає у визначенні окремо для кожного контуру охолодження наступних параметрів: необхідної кількості секцій радіаторів, температур води, масла та повітря, подачі водяного циркуляційного насоса і витрати повітря через секції. Задача вирішується шляхом сумісного розв'язання системи фундаментальних рівнянь теплового балансу і теплопередачі для повітря і охолоджувальної рідини [4, 5]:

$$\begin{cases} Q = G_{\text{ж}} \cdot c_{\text{ж}} \cdot (t_1 - t_2) \\ Q = G_{\text{п}} \cdot c_{\text{п}} \cdot (\tau_2 - \tau_1) \\ Q = K_{\text{ж}} \cdot F \cdot z \cdot \left(\frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} \right) \end{cases} \quad (1)$$

де Q – кількість тепла, що відводиться від охолоджувальної рідини, в даному контурі, кДж/с, (кВт); t_1 і t_2 – температури рідини відповідно перед секціями холодильної камери і після них, °С; τ_1 і τ_2 – температури повітря відповідно перед секціями холодильної камери і за ними, °С; $c_{\text{ж}}$ і $c_{\text{п}}$ – питомі теплоємності відповідно охолоджувальної рідини (води, масла) і повітря, кДж/(кг·К); z – кількість водяних секцій в контурі, який розраховується; $K_{\text{ж}}$ – коефіцієнт теплопередачі від рідини (води, масла) до повітря, кВт/(м²·К); визначається за графіками наведеними в [5, рис. Б.2, Б.3]; F – площа поверхні однієї секції, яка омивається повітрям; величина F наведена у [5, табл. Б.1]; $G_{\text{ж}}$ – витрата охолоджувальної рідини (води, масла) в даному контурі системи охолодження, кг/с; $G_{\text{п}}$ – витрата повітря через дану групу секцій, кг/с.

Питому теплоємність води та повітря можна прийняти відповідно $c_{\text{в}} = 4,19$ кДж/(кг·К) та $c_{\text{п}} = 1$ кДж/(кг·К);

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

Кількість тепла в кДж/с, яке повинне бути відведено в навколишнє середовище в контурі, що розраховується, визначається за формулою:

$$Q = \frac{q}{100} \cdot Q_d, \quad (2)$$

де q – тепловідведення, %; значення q (q_m , q_g або q_{nn}) приймається за даними [5, табл. А.6] згідно з варіантом завдання; Q_d – кількість тепла, що вводиться в дизель тепловоза з паливом, кДж/с.

$$Q_d = \frac{g_e N_e Q_H^p}{3600}, \quad (3)$$

де g_e – питома витрата палива дизелем, кг/(кВт·год); N_e – ефективна потужність дизеля тепловоза, кВт, $Q_H^p = 42500$ кДж/кг – нижча теплота згоряння дизельного палива.

Витрати охолоджувальної води G_g та повітря G_n через секції контуру, що розраховується, в кг/с визначаються з виразів:

$$G_B = v_B \cdot \omega_2^B \cdot z_B \cdot \rho_B, \quad (4)$$

$$G_n = u_B \cdot \omega_1^B \cdot z_B, \quad (5)$$

де v_B – лінійна швидкість течії води в трубах секцій; $v_B = 1,0$ м/с; ρ_B – питома маса (щільність) води, $\rho_B = 1000$ кг/м³; ω_2^B – площа живого перетину для проходу води у водяних секціях, приймається з [5, табл. Б.1]; z_B – кількість водяних секцій контуру, якій розраховується; u_B – масова швидкість повітря у водяних секціях, кг/(м²·с), яка приймається з [5, табл. А.3].

Проведемо розрахунок для наступних вихідних даних: ефективна потужність дизеля $N_e = 1470$ кВт; питома витрата палива дизелем $g_e = 0,220$ кг/(кВт·год); тепловідведення у воду дизеля $q_B = 18,2$ %; питома теплоємність води $c_B = 4,19$ кДж/(кг·К); питома теплоємність повітря $c_p = 1$ кДж/(кг·К); нижча теплота згоряння дизельного палива $Q_H^p = 42500$ кДж/кг; температура води на виході з дизеля $t^B = 92$ °С; температура зовнішнього повітря $\tau = 40$ °С; масова швидкість повітря у водяних секціях $u_B = 8,5$ кг/(м²·с); лінійна швидкість течії води в трубах секції $v_B = 1,0$ м/с; питома маса води $\rho_B = 1000$ кг/м³;

Кількість тепла, що вводиться в дизель тепловоза з паливом визначається за формулою (3):

$$Q_d = \frac{0,22 \cdot 1470 \cdot 42500}{3600} = 3817,91 \text{ кДж/с}. \quad (6)$$

Тепловідведення у воду дизеля визначається за формулою (2):

$$Q_B = \frac{18,2}{100} \cdot 3817,91 = 694,86 \text{ кДж/с}. \quad (7)$$

З [5, табл. Б.1], обираємо розрахункові параметри стандартних водяних секцій типу ВВ12:

– площа живого перетину для проходження повітря $\omega_1^B = 0,149$ м², а для проходження води – $\omega_2^B = 0,00132$ м²;

– поверхня теплообміну, що омивається повітрям $F_1^B = 29,6$ м².

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

По кривій з [5, рис. Б.3], для $u_B = 8,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ знаходимо коефіцієнт теплопередачі для стандартних водяних секцій:

$$K_B = 55,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) = 0,0553 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Витрата води через секції знаходимо за формулою (4) :

$$G_B = 1 \cdot 0,00132 \cdot z_B \cdot 1000 = 1,32 z_B \quad (8)$$

де v_B – лінійна швидкість течії води в трубках секцій; $v_B = 1,0 \text{ м/с}$;

Витрата повітря через секції визначається за формулою (6);

$$G_{\Pi} = 8,5 \cdot 0,149 \cdot z_B = 1,266 z_B \quad (9)$$

Підставимо отримані значення у систему рівнянь теплового балансу (1):

$$\begin{cases} 694,86 = 1,32 z_B \cdot 4,19 \cdot (92 - t_2) \\ 694,86 = 1,266 z_B \cdot 1 \cdot (\tau_2 - 40) \\ 694,86 = 0,0553 \cdot 29,6 \cdot z_B \cdot \left(\frac{92 + t_2}{2} - \frac{40 + \tau_2}{2} \right) \end{cases}$$

Розв'язавши систему рівнянь, отримаємо: $y_B = 0,0677$, $z_B = 14,77 \approx 15$ шт, $t_2^B = 83,49^\circ\text{C}$, $\tau_2^B = 77,16^\circ\text{C}$.

Аналогічний розрахунок проведено для діапазону температури оточуючого середовища $\tau = -30 \dots 40^\circ\text{C}$. Результати розрахунків зведені до табл.1.

Таблиця 1- Результати розрахунку необхідної кількості секцій.

τ	-30	-20	-10	0	10	20	30	40
z_B	6,29	6,85	7,52	8,34	9,36	10,66	12,38	14,76

Тобто при температурі оточуючого повітря $\tau = 40^\circ\text{C}$ система охолодження тепловоза 2М62 яка має 15 секцій у контурі охолодження дизеля, забезпечує підтримання оптимальної температури води для роботи дизеля, а при зниженні температури до $\tau = -30^\circ\text{C}$ достатньо лише 7 секцій.

Для підтримання оптимального температурного режиму дизеля на тепловозі 2М62 використовуються наступні способи: зменшення площі поверхні секцій F яка омивається повітрям шляхом постановки заслонок і закриття жалюзі; зменшення масової швидкості повітря шляхом зменшення подачі вентилятора. Нами ж пропонується регулювати кількість води, яка проходить через секції шляхом відведення її частини у мале коло за допомогою водяного термостату. Схема модернізованої системи охолодження тепловоза 2М62 наведена на рис.1.

Модернізація системи полягає у встановленні у перший контур циркуляції водяного термостату Т.

Термостат (рис. 2) - це регулятор температури рідини в системі охолодження дизеля. Поки система холодна, термостат «відключає» від неї секції радіатора, пускаючи рідину по так званому малому колу.

Коли дизель прогрівається до необхідної температури, термостат відкриває свій клапан, перенаправляючи потік (або частина потоку) гарячої води через секції радіатора. Цей вузол також автоматично приходить у дію для підтримки температури дизеля при зміні навантаження на нього. Конструктивно термостат являє собою клапан (клапани) в корпусі або без корпусу.

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць" Закриттям і відкриттям його управляє власний привід, що використовує принцип термічного розширення речовини. Вміщені в закриту порожнину спиртовмісна рідина або мідно-цезітовий порошок, змінюючись в обсязі при підвищенні або зниженні температури, штовхають у ту або іншу сторону шток, сполучений із заслінкою клапана. Для «чуйного» реагування на зміни температурного режиму важливі не тільки крайні, а й проміжні положення клапана, коли в радіатор спрямовується лише частина рідини.

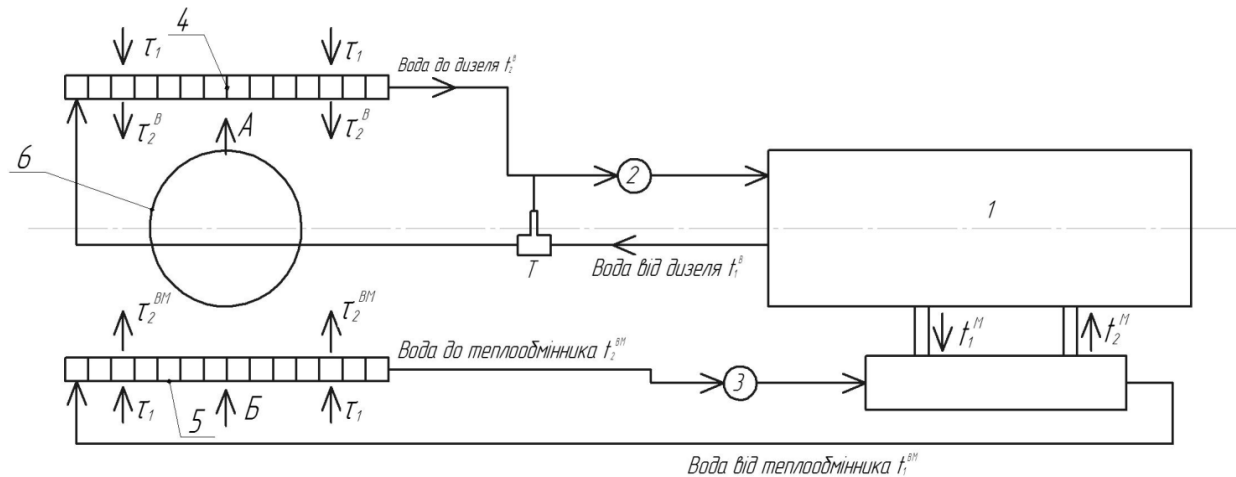


Рис. 1. Модернізована система охолодження тепловоза 2М62:

1- дизель ; 2- водяний насос першого контуру ; 3 – водяний насос другого контуру ; 4- секції для охолодження води дизеля (перший контур) ; 5- секції для охолодження води, що відводить тепло від теплообмінника (другий контур) ; 6- вентилятор ; Т- термостат.

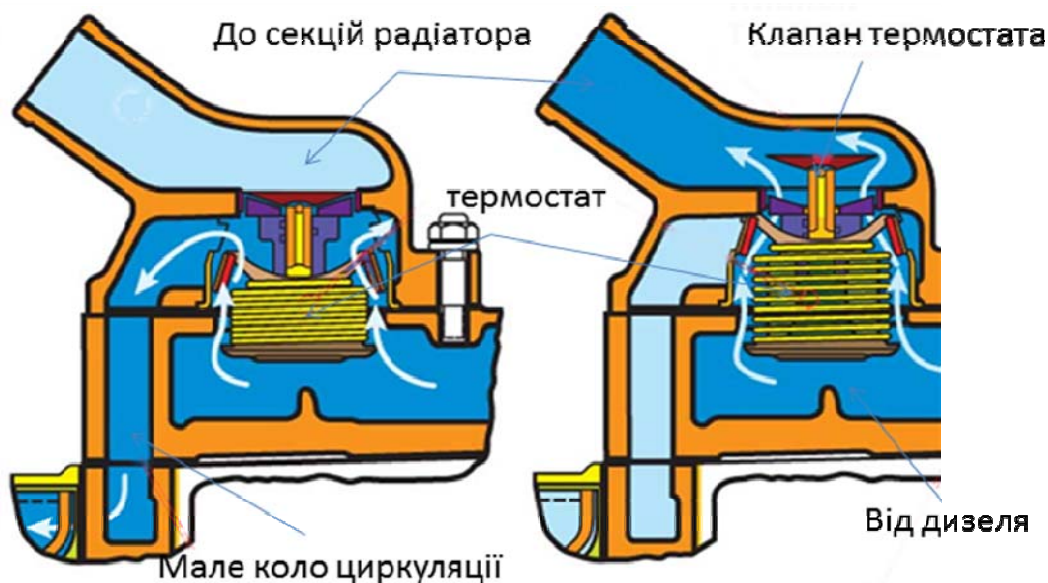


Рис. 2. Конструкція і принцип роботи термостата.

Для встановлення витрати води через велике та мале кола циркуляції використаємо результати розрахунку необхідної кількості секцій які наведені у табл. 1. Підставляючи вказані значення у вираз (6) можна знайти витрату води через велике коло циркуляції B_1 , яка буде еквівалентна зміні необхідної кількості секцій. При сталій подачі водяного насосу B витрата води B_2 через мале коло циркуляції визначиться за виразом

$$B_2 = B - B_1$$

Результати розрахунку величин B_1 B_2 у залежності від температури оточуючого середовища наведені у табл 2. У графічному вигляді залежності $B_1 = f(\tau)$ та $B_2 = f(\tau)$ наведені на рис 3.

Таблиця 2- Результати розрахунку витрат води через велике та мале коло циркуляції.

τ	-30	-20	-10	0	10	20	30	40
B_1	45,08	42,41	39,22	35,33	30,49	24,31	16,13	4,81
B_2	29,91	32,58	35,77	39,66	44,5	50,68	58,86	70,18

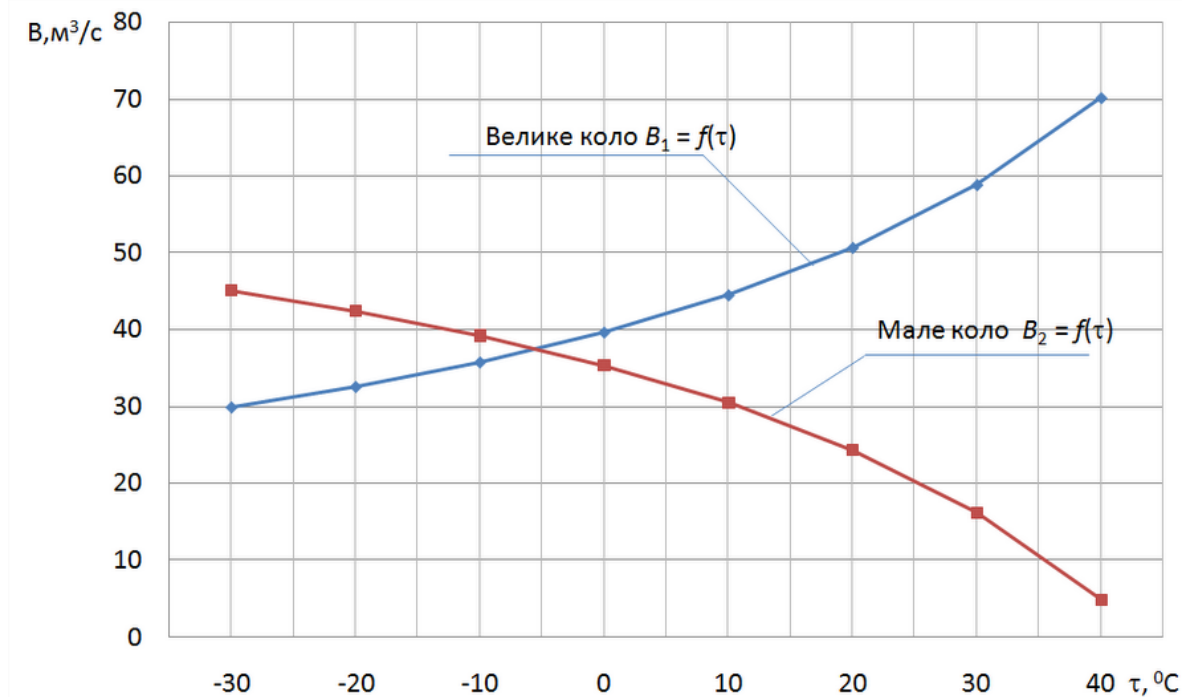


Рис. 3. Залежність витрати води від температури оточуючого середовища.

Отримані результати є вихідними даними для проектування системи автоматизованого керування заслонкою термостата. Розробка вказаної автоматизованої системи є метою подальших досліджень.

Висновки. Таким чином нами запропонований спосіб підтримання раціонального температурного режиму роботи дизеля шляхом організації малого кола циркуляції води у системі охолодження, тобто поставлена мета досягнута.

У рамках досліджень проведено розрахунок системи охолодження тепловоза 2М62 для різних температур оточуючого середовища та отримано залежності витрати води через велике та мале коло циркуляції від даної температури, що є основою для подальшого проектування системи автоматизованого керування заслонкою термостата.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Боднар Б.С., Нечаев С.Г., Бобир Д.В. Теорія та конструкція локомотивів. Екіпажна частина: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп./ Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б.С. Боднара. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2009. – 284с.
2. Тепловоз 2М62; Экипажная часть, электрическое и вспомогательное оборудование / С.П. Филинов, Ф.Е. Зиборов, В.В. Разумейчик и др. - М.: Транспорт, 1987. – 184с.
3. Кузмич В. Д. и др. Тепловозы. Основы теории и конструкции. – М.: Транспорт, 1982 р. – 324 с.
4. Камаев А. А. и др. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов. – М.: Машиностроение, 1981 р. – 297 с.

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"
5. *Теорія та конструкція локомотивів*. Розрахунок охолоджувального пристрою: Завдання на контрольну роботу з методичними вказівками / Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп.; Укл.: Є. Г. Нечаєв, Д. В. Бобирь, М. І. Капіца, О. Я. Децюра, Л. В. Колодій. – Д., 2004. – 40 с.

Кузишин А.Я.

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕПЛОВОЗА 2М62.

Предложено модернизацию системы охлаждения тепловоза 2М62 путем установки термостата. Проведены расчеты для различных условий эксплуатации. Определен расход воды в большему и малом круге циркуляции модернизированной системы охлаждения.

М.Д.Дудок, М.В.Дзондза

Науковий консультант: д.т.н., проф. Гера Б.В.

ІНФОРМАЦІЙНІ СИСТЕМИ ПІДТРИМКИ, НАВІГАЦІЇ ТА УПРАВЛІННЯ РУХОМ ЗАЛІЗНИЧНИХ ПОЇЗДІВ.

Розглянуто взаємодію систем управління залізничними перевезеннями з АСК ВП УЗ. Визначено перелік подій, за якими здійснюється інтеграція цих систем. Проведено огляд інформаційної системи навігації та управління рухом поїздів «Навігація і управління».

Вступ. Застосування супутникових технологій і сучасних видів зв'язку дозволяє з високою точністю визначати місце перебування локомотива (поїзда) та передавати цю інформацію каналами у систему зв'язку та управління процесом перевезень. Дані щодо місця перебування поїздів і загальної поїзної обстановки необхідні черговим по депо, поїзним диспетчерам та іншим працівникам, які беруть участь у перевізному процесі. Забезпечення оперативною і точнішою інформацією дозволяє підвищити безпеку руху, поліпшити техніко-економічні показники в організації та управлінні перевезень[1].

На сьогоднішній день є достатньо можливостей, які надає супутникова навігація, для створення автоматизованих робочих місць, щоб відслідковувати дислокацію рухомого складу на основі даних, отриманих супутниковими системами. З цією метою «Укрзалізниця» обладнала системами навігації 1352 електровози: 1067 вантажних і 285 пасажирських.

Існуючі на даний час системи мають інформаційно-довідковий характер. Вони надають користувачам в системі можливість контролю вантажними перевезеннями, доступ до оперативних даних про дислокацію і рух локомотивів. Однією з таких систем, яка розглянута в даній роботі, є автоматизована система «Навігація і управління».

Отримання даних системами управління перевезеннями.

Основною інформаційною системою, яка містить бази даних про всі об'єкти залізниці є Автоматизована система управління вантажними перевезеннями (АСК ВП). А для отримання повної, оперативної кінцевої інформації системами підтримки, навігації та управління забезпечення цими даними є вкрай необхідним.

Велику роль на цьому шляху відіграє інтеграція організаційних систем (АСК ВП УЗ) із системами автоматики. Така інтеграція у перспективі не тільки дозволить відмовитися від „ручного” введення в АСК ВП УЗ повідомлень, які стосуються фактичних переміщень та стану рухомого складу, але й вирішити такі важливі питання, як перехід до автоматизованого ведення

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць" електронного маршруту машиніста, оперативний контроль дислокації та стану локомотивів та поїздів на мережі залізниць.

Зрозуміло, що досягнення таких цілей є достатньо складним, трудомістким процесом, який потребує додаткових досліджень та експериментальних перевірок. Крім зазначеного, серйозні проблеми виникають у зв'язку з тим, що усі ці питання необхідно вирішувати в умовах функціонування на залізничному транспорті ряду інформаційних систем та окремих АРМів, які, в певній мірі, вже дозволяють вирішувати подібні задачі за допомогою існуючих технологій. До того ж ці технології інформаційного обміну склалися майже 20 років тому і цілком орієнтовані на ручне введення інформації. Оскільки явно неможливо одночасно відмовитися від діючих технологій і перейти до нових (тільки облаштування локомотивів засобами бортової автоматики потребує декілька років), то необхідно передбачати тривалий перехідний період, протягом якого і „старі” і нові технології мають працювати одночасно і суміщуватися між собою.

Автоматизована система управління залізничними перевезеннями.

Для прикладу розглянемо одну з таких інформаційних систем підтримки, навігації та управління рухом поїздів “Навігація і управління”. Вона є відкритою системою, яка вирішує завдання контролю для управління всіма об'єктами, обладнаними спеціальною апаратурою, виконує функції за визначенням місцезнаходження рухомого складу і відображенням на об'єктовій карті при втраті зв'язку з телематичним сервером (ТМС) інформаційно-обчислювального центру (ІОЦ) із записом параметрів руху на знімний носій інформації.

Система має дворівневу розгалужену ієрархічну структуру і розроблена на базі сучасної мікропроцесорної техніки, що випускається серійно.

Верхній рівень є наземним інтелектуальним комплексом „НІКЛ-GNSS”, який встановлюється в ІОЦ.

НІКЛ - GNSS включає:

- телематичний сервер (ТМС);
- технологічний АРМ;
- апаратуру зв'язку і передачі даних;
- комплект програмного забезпечення.

Нижній рівень є набором бортових інтелектуальних комплексів локомотива „БІКЛ-GNSS”, який встановлюється на тяговому рухомому складі (ТПС).

Структурна схема БІКЛ - GNSS наведена на рис.1.

Склад БІКЛ- GNSS включає:

- багатофункціональний індикатор машиніста (МФІ);
- термінальний пристрій GPS/GSM/GPRS;
- комбіновану антену GPS/GSM;
- локомотивний перетворювач електроживлення, комплект програмного забезпечення.

Інформаційна взаємодія системи „Навігація і управління” із залізничним вузлом АСК ВП УЗ.

Ця технологія перш за все визначає інформаційні потоки між обома системами і передбачає створення відповідного програмного забезпечення в кожній з них. Крім того, в цій технології розглядаються вимоги до інформаційного потоку даних з промислової БД вузла АСК ВП УЗ в дослідну базу даних, яка створюється для проведення досліджень.

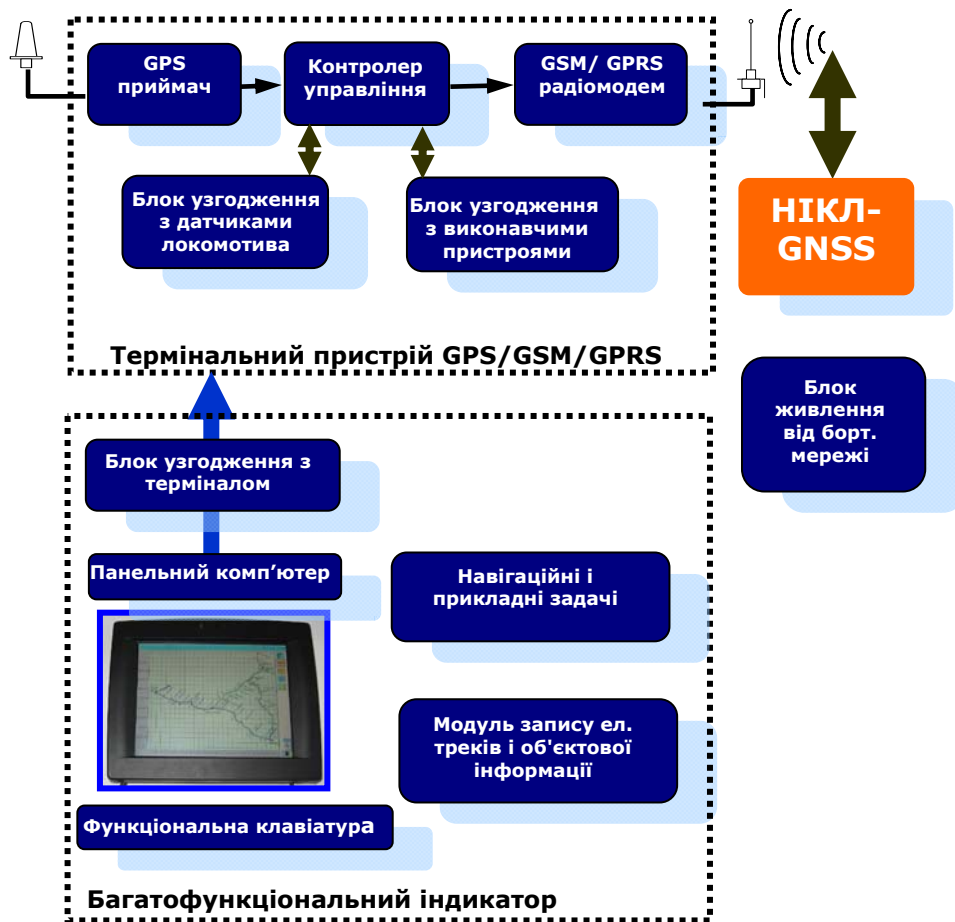


Рис.1 Структурна схема БІКЛ - GNSS

Інформаційна взаємодія систем визначається переліком подій, за якими має здійснюватися інформаційний обмін та структурами відповідних повідомлень (прийом бригадою локомотива, зміна бригад на локомотиві тощо).

Загальна схема взаємодії АС „Навігація і управління” із АСК ВП УЗ наведена на рис. 2.

Інформаційна взаємодія систем визначається переліком подій, за якими має здійснюватися інформаційний обмін та структурами відповідних повідомлень. Для відпрацювання взаємодії систем визначений такий склад подій:

- прийом бригадою локомотива;
- задача бригадою локомотива;
- зміна бригад на локомотиві (одночасна задача та прийом);
- вихід локомотива з депо;
- захід локомотива в депо;
- причеплення локомотива до поїзда;
- відчеплення локомотива від поїзда;
- відправлення поїзда зі станції;
- прибуття поїзда на станцію;
- прослідкування поїздом станції без зупинки.

Наведені вище події відбиваються у трьох моделях АСК ВП УЗ: поїздів, локомотивів та локомотивних бригад. В діючій системі цим подіям відповідають повідомлення 230, 205, 200, 201, 202 та 206.

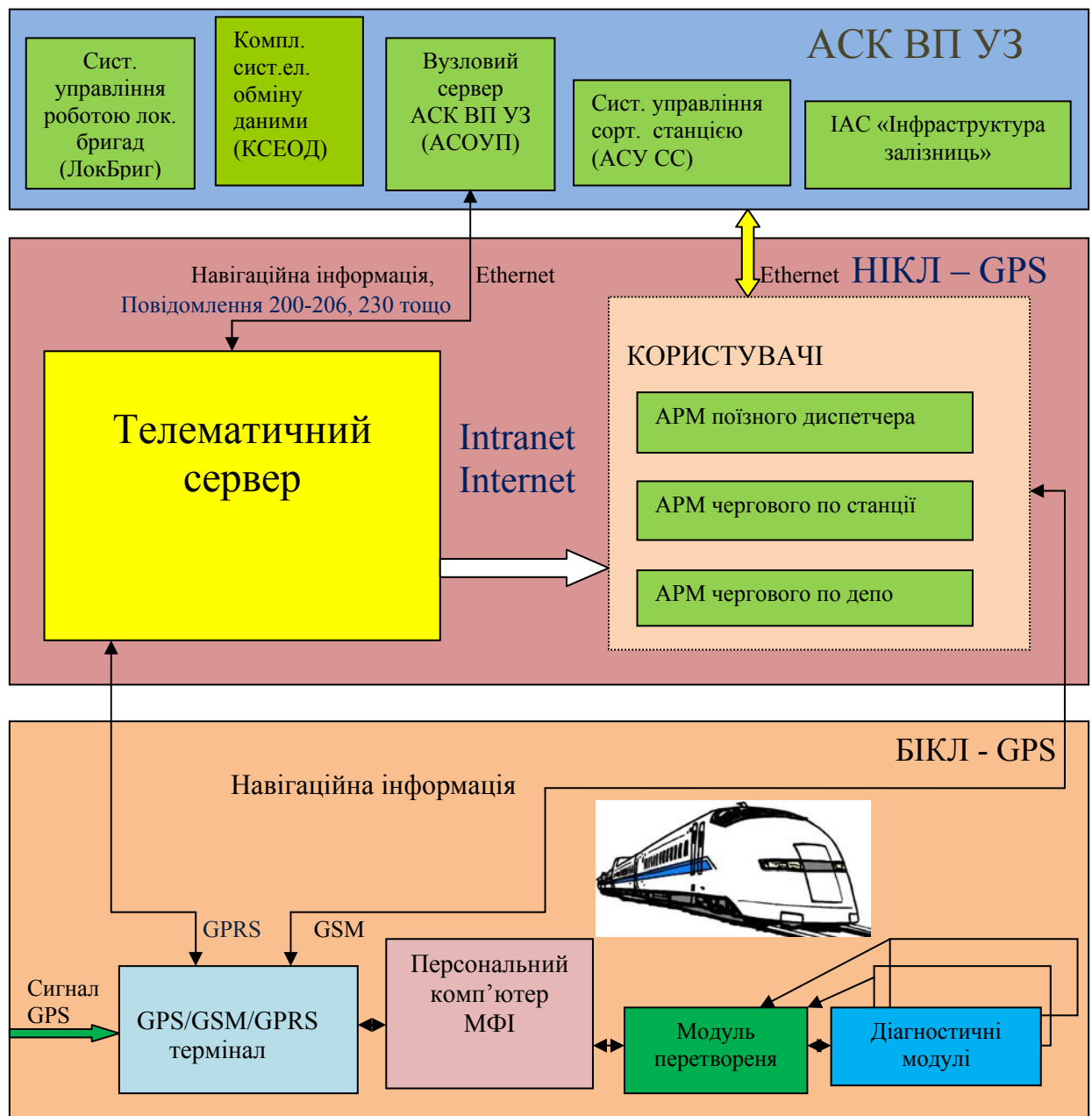


Рис 2.Схема взаємодії АС „Навігація і управління” із АСК ВП УЗ

Висновок.

Технологія взаємодії інформаційних систем підтримки, навігації та управління рухом поїздів з залізничним вузлом АСК ВП УЗ є попередньою, орієнтованою на випробування макетних зразків цих систем та з обмеженими функціональними можливостями. За умови позитивних результатів випробувань і прийняття рішення про доцільність широкомасштабного впровадження цих систем на залізничному транспорті України, необхідно провести ряд суттєвих доробок як у самих системах, так і в АСК ВП УЗ, а також розробити відповідну „повну” технологію сумісної роботи цих систем у нових умовах. В якості основних напрямків розширення АСК ВП УЗ і такої технології можна виділити:

- створення в АСК ВП УЗ бази даних опису стаціонарних об'єктів, необхідних для розрахунків та відображення у бортових обчислювальних комплексах;
- перехід до електронного маршруту машиніста (ЕММ), тобто отримання машиністом завдання на магнітному носії, автоматична реєстрація на цьому носії поточних параметрів стану

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць" та дислокації локомотива під час роботи, автоматизована обробка накопичених даних після поїздки тощо;

- автоматизоване включення в ЕММ інформації про діючі попередження та диспетчерські накази, які стосуються дільниці роботи локомотива;
- автоматизований оперативний інформаційний обмін бортового обчислювального комплексу локомотива з АРМами чергового по депо, ДСП та ДНЦ через АСК ВП УЗ.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Баранов Г.Л. Засади створення системи навігації і управління рухом при доставці вантажів залізничним транспортом / Г.Л. Баранов, А.В. Цулая, В.П. Шарко, В.Л. Міронова // Системи управління, навігації та зв'язку: наукове періодичне видання. – К.: ЦНДІ НіУ, 2011. – № 4(20). – С. 16 -20

М.Д.Дудок, М.В.Дзюнда

ИНФОРМАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ПОДДЕРЖКИ, НАВИГАЦИИ И УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ СОСТАВОВ.

Рассмотрено взаимодействие систем управления железнодорожными перевозками с АСК ВП УЗ. Определен перечень событий, по которым осуществляется интеграция этих систем. Проведен обзор информационной системы навигации и управления движением поездов «Навигация и управление».

Мартин М.І.

Наукові консультанти: Д.є.н. проф. Копитко В.І. Бабенко В.В. – ст. викл. ЛНУ ім. Івана Франка

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ В УМОВАХ РЕФОРМУВАННЯ ЗАЛІЗНИЧНОЇ ГАЛУЗІ ДЛЯ ПОДАЛЬШОГО ПРОГНОЗУ (НА ПІДСТАВІ МАТЕРІАЛІВ ЛЬВІВСЬКОЇ ЗАЛІЗНИЦІ)

Спираючись на методи економіко-статистичного аналізу роботи залізничного транспорту, що запропоновані авторами, в цій статті розглянуто методика та способи системного дослідження транспортної рухливості населення, динаміки і структури перевезень пасажирів за видами сполучень, виявлено тенденції (тренди) та структурні зрушення, які відбулись за період 2005-2012 рр., обґрунтовані основні напрямки і рекомендації щодо підвищення ефективності пасажирських перевезень на залізничному транспорті України, збільшення їх сегменту на загальному транспортному ринку.

Пасажирські перевезення займають особливе місце в роботі залізничного транспорту України. Це обумовлено їх високим соціально-економічним значенням у житті суспільства і виконанням однієї з найважливіших цивільних гарантій держави - забезпеченням свободи пересування. У зв'язку з цим рішення проблем, пов'язаних з поліпшенням організації перевезень пасажирів, є пріоритетним у діяльності транспортних підприємств. Поступове скорочення перехресного фінансування, тобто покриття збитків від пасажирських перевезень за рахунок вантажних, можливо не тільки в результаті залучення субсидій з бюджетів різних рівнів, а й на основі поступового скорочення збиткового і зростання прибуткового сегменту перевезень пасажирів у дальньому сполученні і приміському сполученні. У міру розвитку конкуренції в цьому сегменті можливо і створення умов для стійкого фінансового положення пасажирського комплексу на основі організаційного виділення в самостійну сферу господарської діяльності. У цьому зв'язку є дуже актуальними і представляють науковий і практичний інтерес дослідження можливостей і способів скорочення обсягів перехресного

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць" фінансування пасажирських перевезень за рахунок тарифів на вантажні перевезення при формуванні умов конкуренції в рентабельні сегменти пасажирських перевезень.

Метою роботи є підвищення ефективності роботи пасажирського комплексу Українських залізниць у період реформування транспортного комплексу, маючи дані для прогнозування на перспективу, що активізує інноваційну діяльності у сфері перевезень пасажирів, що в цілому підвищить інвестиційну привабливість залізничної галузі.

Дане дослідження проводимо на основі факторного аналізу фінансово економічних показників пасажирських перевезень львівської залізниці у 2005-2012 рр.

Статистичний аналіз взаємозв'язків фінансово-економічних показників пасажирських перевезень Львівської залізниці у 2005-2012 рр. проводився на підставі статистичних даних, наведених у додатку 1.

Виділення основних факторів, що зумовлюють взаємну поведінку досліджуваних ознак проводилось методом багатфакторного статистичного аналізу даних. Якщо вихідні дані записати у вигляді матриці $V = (v_{ij})$, де i – номер ознаки, а j – номер спостереження, то елементи матриці R парних кореляцій ознак обчислюють за формулою:

$$r_{ik} = \frac{s_{ik}}{s_i s_k} = \frac{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (v_{ij} - \bar{v}_i)(v_{kj} - \bar{v}_k)}{\sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (v_{ij} - \bar{v}_i)^2} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (v_{kj} - \bar{v}_k)^2}},$$

де n – кількість спостережень, $\bar{v}_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n v_{ij}$ – середнє значення, s_i – стандартне відхилення ознаки v_i , s_{ik} – коваріація i -ї і k -ї ознак.

Факторна модель полягає у представленні матриці Z стандартизованих спостережень $z_{ij} = \frac{v_{ij} - \bar{v}_i}{s_i}$ у вигляді добутку

$$Z = AF,$$

де $F = (f_{pj})$ – матриця значень статистично незалежних латентних факторів f_p для кожного спостереження з математичним сподіванням $M[f_p] = 0$ та дисперсією $D[f_p] = 1$, а $A = (a_{ip})$ – матриця факторних навантажень (факторне відображення), яку визначають із співвідношення

$$R = AA^T.$$

За умови незалежності факторів f_p квадрат коефіцієнта a_{ip}^2 показує, яку частку дисперсії i -ї ознаки зумовлює p -й фактор, а сума $\lambda_p = \sum_{i=1}^m a_{ip}^2$ – величину сукупної дисперсії всіх ознак, яку зумовлює p -й фактор. Зауважимо, що λ_p – є власними значеннями кореляційної матриці R , а їх сума показує величину сукупної дисперсії, яку пояснює дана факторна модель.

Перелік змінних для яких проводився статистичний аналіз, та їх позначення наведено в таблиці 1.

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

Таблиця 1 Позначення змінних багатofакторного статистичного аналізу

Пасажирообіг, всього, в т.ч.:	ПОР
дальнє	ПОд
міжнародне	Пом
внутрішнє	ПОВ
приміське	ПОп
Доходи	ДОХр
Експлуатаційні витрати	ЕВр
Фінансовий результат	ФРр
% покриття витрат	ПВр
Доход.ставка 10 пас. км	ДСр
Собівартість 10 пас. Км	СВр
Доходи всього	Др

Проведений в пакеті Statistica 8.0 багатofакторний аналіз вказаних даних дозволив виділити три латентних фактори, які пояснюють 99% сукупної дисперсії вказаних даних. Власні значення кореляційної матриці та відсоток пояснюваної дисперсії наведено в таблиці 2.

Таблиця 2 Власні значення кореляційної матриці

Value	Eigenvalues (Spreadsheet3) Extraction: Principal components			
	Eigenvalue	% Total variance	Cumulative Eigenvalue	Cumulative %
1	7,783001	70,75456	7,78300	70,75456
2	2,346242	21,32947	10,12924	92,08403
3	0,788588	7,16899	10,91783	99,25301

Виділення факторів проводилось методом головних компонент. Після ротації факторів методом нормалізованого варімаксу отримано матрицю факторних навантажень, наведену в таблиці 3.

Таблиця 3 Матриця факторних навантажень

Variable	Factor Loadings (Varimax normalized) (Spreadsheet) Extraction: Principal components (Marked loadings are >,700000)		
	Factor 1	Factor 2	Factor 3
ПОд	-0,187758	-0,971541	0,140476
Пом	-0,959737	-0,249116	-0,026681
ПОВ	0,167759	-0,968839	0,164398
ПОп	0,001521	0,255964	-0,966151
ДОХр	0,999300	0,019341	-0,004075
ЕВр	0,998465	-0,045727	0,006697
ФРр	-0,996885	0,067597	-0,010318
ПВр	-0,912137	0,351758	0,054633
ДСр	0,995799	0,087290	0,010289
СВр	0,999286	0,014246	0,020595
Др	0,993387	0,022829	-0,034568
Expl.Var	7,782805	2,149229	0,985798
Prp.Totl	0,707528	0,195384	0,089618

Як видно з таблиці, перший з латентних факторів пояснює понад 70% сукупної дисперсії даних і характеризує фінансові показники діяльності залізниці, другий фактор пояснює близько 20% сукупної дисперсії і характеризує пасажирообіг на дальніх і внутрішніх перевезеннях, третій фактор описує близько 9% сукупної дисперсії і характеризує приміські перевезення.

Аналіз матриці факторних навантажень дає підстави стверджувати, що на фінансові показники діяльності залізниці практично не впливають показники приміських перевезень. В той же час факторні навантаження першого фактора на змінні, що характеризують пасажирообіг на внутрішніх і дальніх перевезеннях практично рівні за абсолютною величиною і протилежні за знаком, що свідчить про колінеарність вказаних змінних.

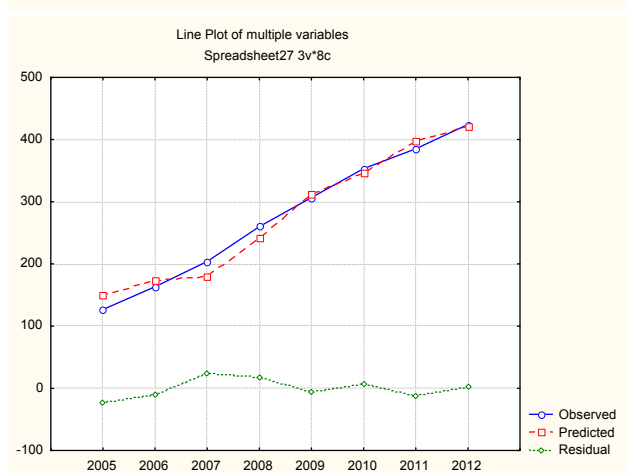
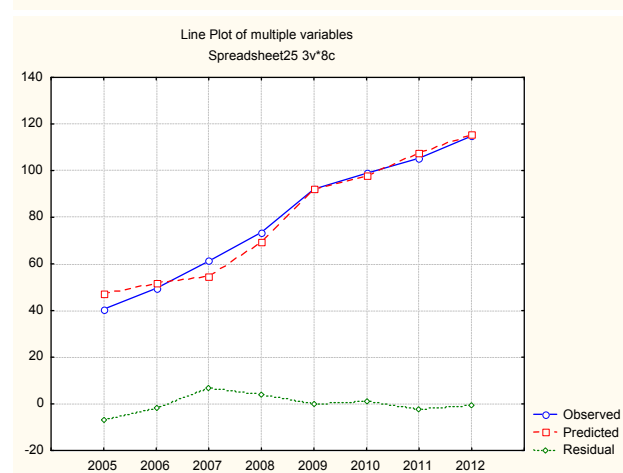
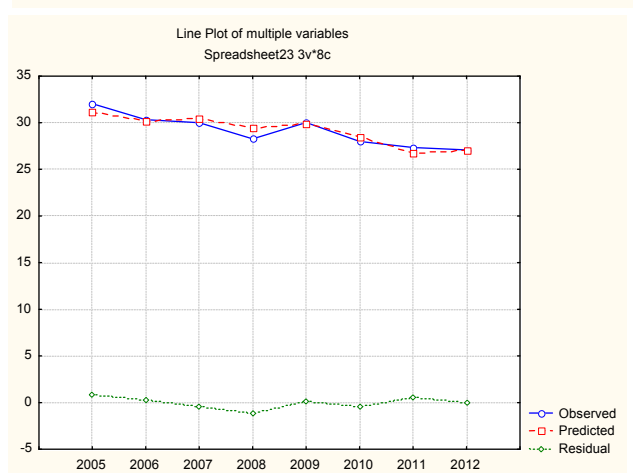
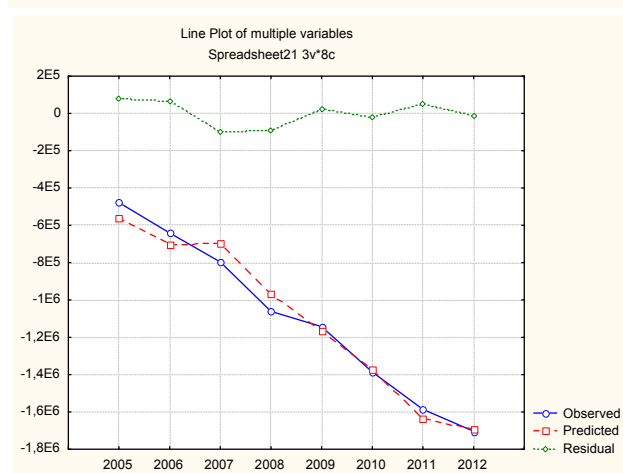
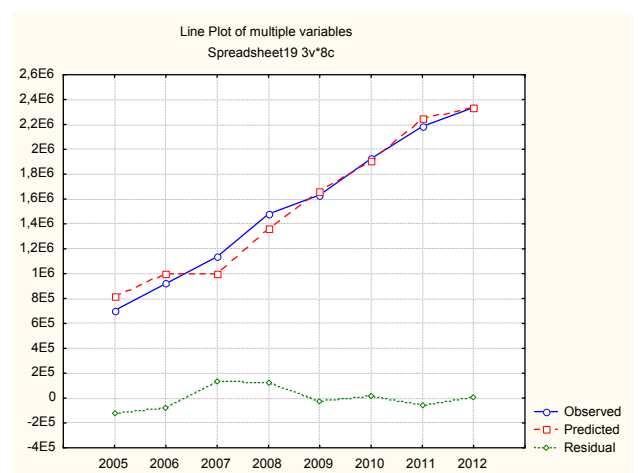
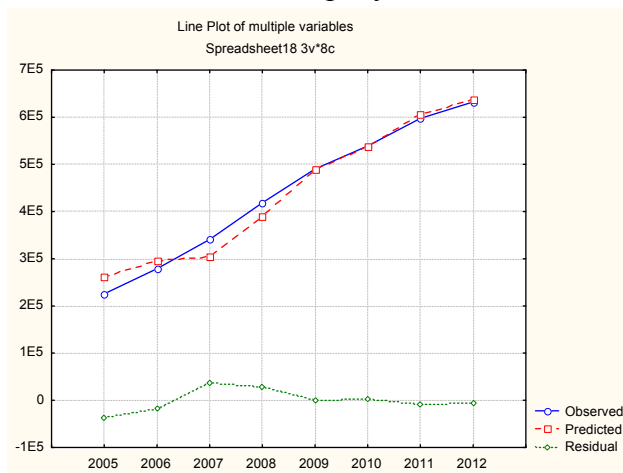
Тому для оцінки взаємозв'язків фінансових показників діяльності залізниці і пасажирообігу було взято лише внутрішні і міжнародні перевезення. Результати регресійного

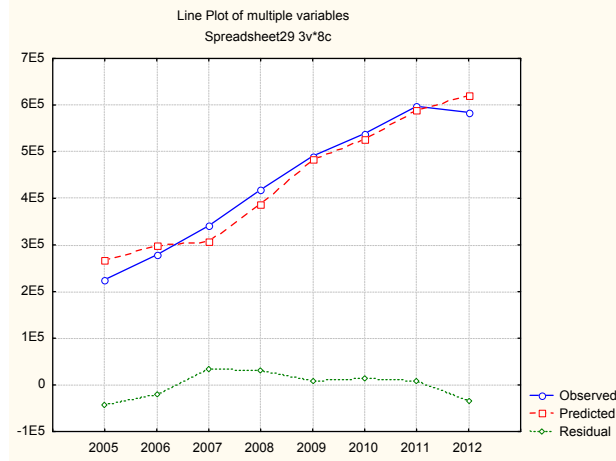
Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць" аналізу для цих змінних та характеристики адекватності регресійних моделей (коефіцієнт детермінації моделі R^2 , статистика Фішера F та її p -рівень) наведено в таблиці 4.

Таблиця 4 Результати регресійного аналізу

	Константа	ПОм	ПОВ	R^2	$F(2,5)$	p
ДОХр	545344,3	-3144,4	268,2	0,97485657	96,930	0,00010
ЕВр	1078117	-12319	1381	0,97647568	103,77	0,00008
ФРр	-532773	9174	-1112	0,97642799	103,56	0,00009
ПВр	41,46260	0,02978	-0,00757	0,85942112	15,284	0,00741
ДСр	138,9166	-0,5801	0,0343	0,97708428	106,60	0,00008
СВр	333,7002	-2,2650	0,2007	0,97794292	110,84	0,00007
Др	558221,2	-2950,4	242,1	0,95750835	56,335	0,00037

Графіки спостережуваних та обчислених значень та залишків регресійних моделей для цих змінних наведено на рисунках нижче.





Таким чином отримані моделі досить адекватно описують залежність досліджуваних змінних від пасажирообігу на міжнародних і внутрішніх перевезеннях. Зауважимо при цьому, що регресійні коефіцієнти при вказаних змінних мають протилежні знаки, що свідчить про протилежний вплив цих змінних на фінансово-економічні показники діяльності Львівської залізниці.

Висновки. На основі аналізу обсягу, структури, динаміки пасажирських перевезень в дальньому сполученні на ряді напрямків Львівської залізниці розроблені рекомендації по формуванню конкурентних відносин на ряді напрямків перевезень пасажирів в цілях підвищення ефективності роботи пасажирського комплексу. Запропонована модель прогнозування пасажирських перевезень, яка функціонує на безбитковій основі, що дозволяє внести пропозиції щодо скорочення перехресного фінансування за рахунок тарифів на вантажні перевезення приміських пасажирських перевезень а також запропонувати найбільш ефективні способи залучення інвестиційних ресурсів у галузь. Отримані в роботі результати дозволяють:

- Обґрунтувати принципи формування стратегії реформування пасажирського комплексу в цілому;
- Удосконалювати структуру управління пасажирським комплексом, у тому числі за видами сполучення (у дальньому сполученні і по приміських перевезеннях);
- Підвищити інвестиційну привабливість галузі.

ЛІТЕРАТУРА

Иберла К. Факторный анализ / Пер. с нем. В. М. Ивановой; Предисл. А.М. Дуброва. – М.: Статистика, 1980. – 398 с

Мартын М.И.

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ПАСАЖИРСКИХ ПЕРЕВОЗОК В УСЛОВИЯХ РЕФОРМИРОВАНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ОТРАСЛИ ДЛЯ ДАЛЬНЕЙШЕГО ПРОГНОЗА (НА ОСНОВАНИИ МАТЕРИАЛОВ ЛЬВОВСКОЙ ЖЕЛЕЗНОЙ ДОРОГИ)

Опираясь на методы экономико-статистического анализа работы железнодорожного транспорта, в этой статье рассмотрено методика и способы системного исследования транспортной подвижности населения, динамики и структуры перевозок пассажиров за видами сообщений, выявлено тенденции (тренды) и структурные изменения, произошедшие за период 2005-2012 гг., обоснованы основные направления и рекомендации для повышения эффективности пассажирских перевозок железнодорожным транспортом Украины, увеличения их сегмента на общем транспортном рынке.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ПРИБУТКУ ЗАЛІЗНИЦІ ОДЕРЖАНОГО ЗА ПЕРЕВЕЗЕННЯ ВАНТАЖІВ ВІД ВІДЧУЖЕННЯ ЗБИТКОВИХ МАЛОДІЯЛЬНИХ ДІЛЬНИЦЬ ЗАЛІЗНИЦІ

У даній роботі досліджено ефективність зміни специфікації залізничної колії з позиції приросту прибутків залізниці.

Вступ. Як свідчить щорічний аналіз експлуатаційної діяльності залізниці утримання малодіяльних залізничних колій є вкрай збитковим. Так, за інформацією служби колії Львівської залізниці, для забезпечення безпеки руху поїздів залізницею щорічно на обслуговування тільки 1 км колії витрачається близько 52 тис. грн. [3].

В сучасних економічних умовах спостерігається відсутність сконцентрованості у розміщенні промислових підприємств. Окрім того, в зв'язку з різною їх технічною потужністю, питома вантажонапруженість залізничних колій на підходах до цих підприємств є надто низькою. Так, Львівська залізниця утримує 1014,5 км колій (18,4% від усієї довжини), на яких вантажонапруженість становить менше 1,5 млн.т.брутто/км в рік. Такі низькі показники щодо виконання вантажної роботи є неприпустимими у ринкових відносинах. Це водночас зумовлює значні загальновиробничі витрати, зменшує частку прибутку залізниці, що безпосередньо впливає на заробітну плату робітників, розвиток соціальної сфери, втілення інвестиційних програм залізниці.

У зв'язку з цим в часі оптимізації витрат залізниці постало питання у доцільності утримання збиткових залізничних колій та обслуговування малодіяльних промислових підприємств.

Так, при реформуванні залізничного транспорту та формуванні статутного капіталу АТ «Укрзалізниця» доцільніше було б віднести зазначені колії до майна Товариства «на праві власності». Це дало б змогу інвесторові (приватному підприємству чи органів місцевого самоврядування) за сприятливих умов користуватися залізничною колією та нести витрати на її утримання.

Для реалізації такої ідеї необхідно змінити специфікацію колій з головної у під'їзну. Це, відповідно до діючої Тарифної політики Укрзалізниці, призведе до зміни розцінок на вантажні операції та зумовить зміну схеми оплати за послуги перевезень.

Мета. Виходячи з вищеописаного є необхідність обчислення економічного ефекту від зміни специфікації залізничних колій та їх подальшої передачі інвесторові.

Виклад матеріалу дослідження. Для проведення наукового дослідження взято для розгляду дві ділянки залізничної колії Рівненської дирекції залізничних перевезень Львівської залізниці. Це: Голоби – Радошин та Вербка – Камінь-Каширський.

Розглянемо перший варіант – діляницю Голоби – Радошин. Основне її призначення це залізничне обслуговування Радошинського піщаного кар'єру.

Довжина ділянки Голоби – Радошин становить 12,5 км та обслуговується працівниками Ківерцівської дистанції колії. Фактичний штат на її обслуговування складає 7 чоловік. Впродовж 2012 року експлуатаційні витрати на забезпечення безпеки руху склали 561,63 тис. грн., в той час як пропущений тоннаж на ділянці склав тільки 0,2 млн.т.км.брутто за рік.

Оскільки продукція піщаного кар'єру транспортується, як правило, залізничними платформами (маса платформи 20т., вантажопідйомність платформи 40т.), то, судячи з річної

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць" вантажонапруженості, можна констатувати, що за 2012 рік було перевезено близько 2500 вагонів (в середньому 6-10 вагонів за день) [1].

На даний час, в зв'язку з особливістю вантажної роботи залізниці, для усіх комерційних операцій відкрита тільки станція Голоби. Тобто, по станції Радошин відбувається завантаження рухомого складу, та в подальшому локомотивом залізниці транспортується на станцію Голоби для комерційного огляду, формування документів вантажовідправника та організованої відправки поїзда.

У такому випадку, відповідно до розділу IV "Збірника тарифів на перевезення вантажів залізничним транспортом у межах України", затвердженого наказом Міністерства транспорту і зв'язку України від 26.03.2009, зареєстрованого у Міністерстві юстиції України 15 квітня 2009 р. за №340/16356 (далі – Тарифне керівництво №1), плата за вантажні перевезення на ділянці Голоби – Радошин здійснюється за схемою №1 – "Відправка вантажів в універсальних вагонах". При цьому, базова ставка плати визначається як сума інфраструктурної та вагонної складових плат і становить 977 гривень за вагон.

З цього виходить, що вартість перестановки 2500 вагонів за рік головною колією зі станції Радошин на станцію Голоби для проведення комерційної роботи становить:

$$2500 \cdot 977 = 2442,5 \text{ тис. грн.}$$

В такому випадку, прибуток залізниці за проведену комерційну роботу (без врахування витрат локомотивів) складе:

$$2442500 - 561630 = 1880,87 \text{ тис. грн.}$$

Необхідно зазначити, що під час обрахунків вартостями робіт локомотивів знехтуємо, оскільки вони не залежать від призначення залізничних колій.

Далі розглянемо характер оплати за послуги перевезень вантажу на під'їзній колії (колії незагального користування), порівняємо прибутки які отримає залізниця.

Так, згідно з діючим Тарифним керівництвом Укрзалізниці (розділ III) збір за подачу (забирання) рейкового рухомого складу з колій незагального користування залежить від приналежності колії.

Виходячи із встановлених тарифів для наглядного сприйняття побудуємо діаграму залежності тарифних ставок за подачу 6-10-ти вагонів з колії власності залізниці та іншого незалізничного власника (рис.1).

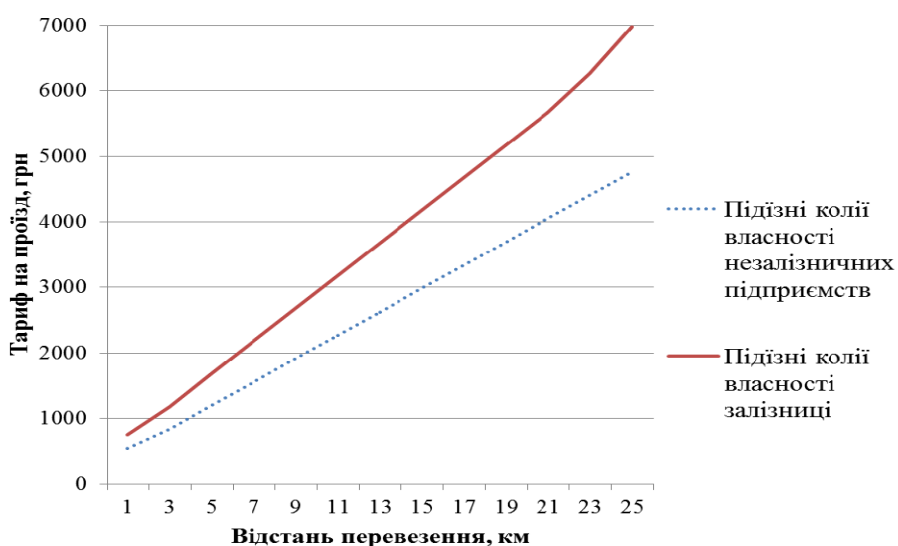


Рис.1 Діаграма залежності тарифних ставок за подачу 6-10-ти вагонів з колії власності залізниці та іншого незалізничного власника.

Як видно з рис.1, тариф за подачу (забирання) вагонів з під'їзних колій залізниці є вищим від тарифу на під'їзних коліях власності незалізничних підприємств. Це пояснюється тим, що при утриманні колії залізниця несе достатні експлуатаційні витрати.

Відповідно до п.1.1 розділу III Тарифного керівництва №1 тариф за подачу і забирання 6-10-ти вагонів в одну добу становить 7131,0 грн., тоді прибуток від подачі і забирання 2500 вагонів у рік складатиме:

$$7131 \cdot 250 = 1782,75 \text{ тис. грн.}$$

Оскільки у вищеописаному випадку витрат на утримання залізничної колії не буде, то знайдена сума і буде чистим прибутком залізниці від перевезення вантажів.

Порівнюючи одержані вище два результати можна підсумувати, що при зміні специфікації з головної колії на під'їзну дільниці Голоби – Радошин залізниця недоотримає щонайменше 98,12 тис. грн.

Знайдену суму не слід враховувати як незадовільне значення у результатах обрахунків, оскільки у розрахунку не враховуються збитки від несанкціонованих втручань у роботу залізниці, які значно почастишали останнім часом особливо на малодіяльних коліях.

Аналогічно розглянемо ефективність зміни специфікації залізничної колії ділянки Вербка – Камінь-Каширський (довжина ділянки – 52,3 км).

На вказаній ділянці колії курсує єдиний вантажно-пасажирський поїзд. Основним вантажем, який перевозиться залізницею є ліс та будівельні матеріали. Впродовж 2012 року вантажна робота дільниці Вербка – Камінь-Каширський склала в середньому 9 вагонів щодобово. Пропущений тоннаж, як і на дільниці Голоби – Радошин, склав тільки 0,2 млн.т.км.брутто за рік. Однак, впродовж року залізниця отримала лише 2 155,06 тис. грн. прибутку. Деталізуємо: витрати дистанції колії 3 945,0 тис. грн., дистанції сигналізації і зв'язку – 199,3 тис. грн. та загальний дохід від перевезень вантажів і пасажирів склав 6 299,36 тис. грн.

Відповідно до п.1.1 розділу III Тарифного керівництва №1, тариф за подачу і забирання 6-10-ти вагонів в одну добу становить:

$$2276,9 + 1213,6 \cdot 19 = 25239,2 \text{ грн.}$$

тоді прибуток від подачі і забирання 2500 вагонів (250 разів по 10 вагонів) у рік складатиме:

$$25238,2 \cdot 250 = 6309,5 \text{ тис. грн.}$$

З обох попередніх розрахунків випливає, що при зміні специфікації залізничної колії Вербка – Камінь-Каширський з головної на під'їзну залізниця отримає збільшення прибутку на:

$$6\,309,5 - 2\,155,06 = 4\,154,5 \text{ тис. грн.}$$

Виходить, що зміна прибутку залізниці одержаного за перевезення вантажів на малодіяльних коліях стрімко залежить від довжини залізничних колій, які пропонується до відчуження. Таку залежність схематично зобразимо на графіку (Рис.2). Виходить, що при довжині залізничної колії до 13 км необхідно зважити на інші невиробничі фактори щодо доцільності передачі колій інвесторові, та, відповідно, перерахувати прибуток залізниці. Передача ж малодіяльних колій довжиною більшою від 13 км є доцільною, оскільки прибуток залізниці значно зростатиме.

Графік лінійної залежності зміни прибутку залізниці від довжини колії відчуження

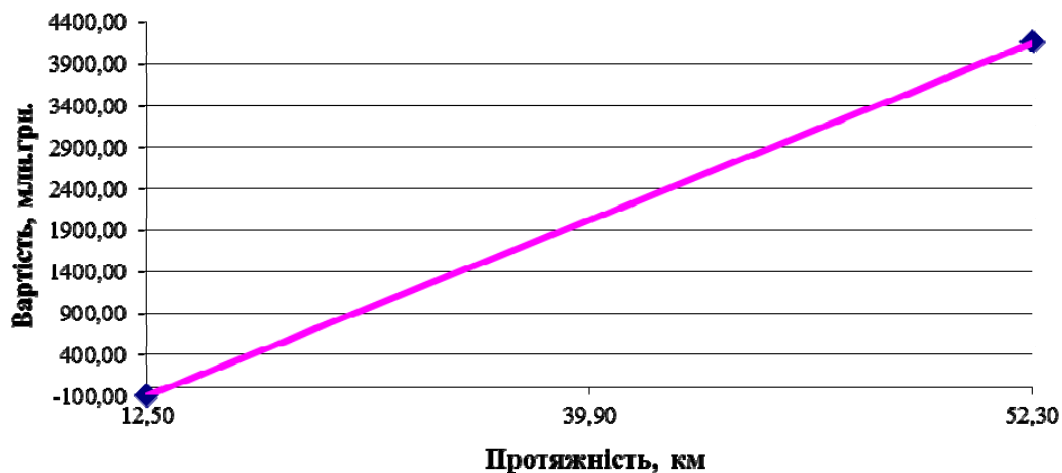


Рис. 2 Графік залежності зміни прибутку залізниці від довжини колії відчуження.

Зі статистичної інформації служби колії відомо, що із 1014,5 км залізничних колій 838,5 км колій (82,6% від усієї протяжності малодіяльних ділянок) становлять ділянки довжиною понад 15 км. Це вказує на те, що при відчуженні цих колій іншим незалізничним організаціям та при стабільних об'ємах перевезень залізниця отримувала б більші прибутки, ніж на сьогоднішній час.

Висновок. На основі дослідження можна стверджувати, що провівши клопітку роботу з передачі малодіяльних збиткових колій іншим незалізничним організаціям Львівська залізниця може заощаджувати щонайменше 16 - 17 млн. грн. в рік. За рахунок заощадження коштів залізниця могла б значно розвинути діяльність щодо оновлення рухомого складу, розвиток соціальних програм чи втілення інших сучасних проектів.

При реформуванні залізничного транспорту та формуванні статутного капіталу АТ «Укрзалізниця» є доцільним віднести зазначені колії до майна Товариства «на праві власності» та розпочати роботу з відчуження залізничних колій.

ЛІТЕРАТУРА

1. Збірник тарифів на перевезення вантажів залізничним транспортом у межах України", затвердженого наказом Міністерства транспорту і зв'язку України від 26.03.2009, зареєстрованого у Міністерстві юстиції України 15 квітня 2009 р. за №340/16356
2. Звіт з підведення підсумків роботи служби комерційної роботи і маркетингу Львівської залізниці впродовж 2012 року.
3. Статистичний річний звіт служби колії Львівської залізниці з господарської діяльності за 2012 рік.

Левицкая З.А.

Научный консультант – асист. Германюк Ю.Н.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПРИБЫЛИ ЖЕЛЕЗНОЙ ДОРОГИ ЗА ПЕРЕВОЗКУ ГРУЗОВ ОТ ОТЧУЖДЕНИЯ УБЫТОЧНЫХ МАЛОДЕЯТЕЛЬНЫХ УЧАСТКОВ ПУТЕЙ.

В данной работе проведено исследование эффективности изменения спецификации железнодорожных путей с позиции прироста доходов железной дороги.

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК СУЧАСНИХ ЕЛЕКТРОВОЗІВ (2ЭС6 І 2ЭС10) В УМОВАХ ЛЬВІВСЬКОЇ ЗАЛІЗНИЦІ

У даній роботі розглядається можливість використання рухомого складу третього покоління в умовах Карпатського перевалу, для чого досліджуються тягові характеристики електровозів ВЛ10, ВЛ11м та 2ЭС6, 2ЭС10 за допомогою програмного забезпечення графоаналітичної системи Railway 2010.

Актуальність проблеми: оновлення рухомого складу згідно транспортної стратегії України на період до 2020 року.

Львівська залізниця є одна з найбільших залізниць Укрзалізниці, для якої оновлення і підтримання у справному технічному стані основних засобів є необхідним для забезпечення перевезень вантажів і пасажирів. На сьогоднішній день пріоритетом в оновленні повинно стати забезпечення залізниць України рухомим складом нового покоління. Це дозволить покращити техніко-економічні показники діяльності залізничного транспорту, безпеку та зручність перевезень, підвищити конкурентоспроможність залізниць України, зробити крок до підвищення ефективності роботи галузі.

Згідно Програми оновлення рухомого складу керівництво Укрзалізниці прийняло рішення замінити морально-застарілі електровози серії ВЛ10 і ВЛ11м, які експлуатуються на Львівській залізниці сучасними електровозами нового покоління серії 2ЭС6 та 2ЭС10, виробництва ВАТ «Уральський завод залізничного машинобудування» (Російська Федерація).

Мета роботи. Дослідження та порівняння технічних та тягових характеристик електровозів в умовах Львівської залізниці.

Об'єкт дослідження. Електрорухомий склад постійного струму колії 1520 мм.

Предмет дослідження. Характеристики електровозів ВЛ10, ВЛ11м, 2ЭС6 та 2ЭС10.

Із середини 70-х років на Львівській залізниці почалася заміна електровозів ВЛ8 потужнішими електровозами серії ВЛ10.

Магістральні електровози ВЛ10 і ВЛ11м призначені для роботи з поїздами на залізницях колії 1520мм електрифікованих на постійному струмі із напругою в контактній мережі 3000В.

На Львівській залізниці електровози ВЛ11м працюють на ділянках Львів – Чоп, Львів – Ужгород, Львів – Мостиська – Перемишль та Львів – Трускавець.



Рис. 1 магістральні електровози: ВЛ10, ВЛ11м, 2ЭС6, 2ЭС10

На даний час в Російській Федерації на заміну електровозів старого зразка в умовах Уральських гір запроваджено електровози нового покоління 2ЭС6 та 2ЭС10, що випускаються підприємством ВАТ «Уральський завод залізничного машинобудування» ЗАТ «Група Синара» і міжнародним концерном Сіменс АГ, які призначені для роботи з вантажними поїздами на залізницях колії 1520мм електрифікованих постійним струмом, напругою 3000В.

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

За даними ВАТ «Уральський завод залізничного машинобудування» електровози серії 2ЭС6 та 2ЭС10 будуть виконуватись в односекційному, двохсекційному і трьохсекційному виконанні, що дозволяє машиністу прохід з однієї кабіни управління до хвостової секції.

Електровози 2ЭС10 виконуються двохсекційними з двома кабінами управління, восьмивісними з чотирма візками. Також передбачена можливість зчеплення і з'єднання по колах управління двох електровозів (2ЭС10+2ЭС10) або одного восьмивісного електровоза 2ЭС10 і чотирьохвісної секції електровоза 2ЭС10 по системі багатьох одиниць із синхронним управлінням із будь якої кабіни.



Рис. 2 – Схеми експлуатації 2ЭС6 і 2ЭС10

За даними сучасних виробників електрорухомого складу можна в порівнянні оцінити технічні характеристики вітчизняних та закордонних (СНД) електровозів, які можуть забезпечувати перевезення на Карпатському перевалі з поїздами вагою понад 4500 т.

Дослідна експлуатація електровоза ДЕ1-008 в локомотивному депо Львів-Захід мала низку зауважень до цієї серії електровозів, а в подальшому до закриття програми їх випуску.

На даний час в умовах Придніпровської залізниці експлуатуються випущені Тбіліським електровозобудівним заводом електровози ВЛ11м6, які за своїми характеристиками не відрізняються від ВЛ11м.

Львівський локомотиворемонтний завод проводив модернізацію кабіни і системи керування електровозів ВЛ11м, що покращує умови праці локомотивних бригад, але не підвищує їхні експлуатаційні характеристики. На жаль, холдингова компанія «Луганськ тепловоз» так і не випустила електровози 2ЭС4, які могли б скласти конкуренцію імпортному рухомому складу. Основні технічні характеристики цих електровозів зведені до таблиці 1.

Таблиця 1 - Порівняльні параметри електровозів постійного струму

Найменування Параметрів	ВЛ-11м6	ДЕ1	2ЕЛ4	2ЭС6	2ЭС10
	Грузія	Україна	Україна	Росія	Росія
Конструкційна швидкість, км/год	100	100	120	120	120
Потужність годинного режиму на валах тягових електродвигунів, кВт	5360	6260	6440	6440	8800
Сила тяги годинного режиму, кН	387	440	434	464	784
Потужність тривалого режиму на валах тягових електродвигунів, кВт	4600	5820	5735	6000	8400
Сила тяги тривалого режиму, кН	314	396	391	418	538

Перспективним на даний час є впровадження нових сучасних електровозів російського виробництва 2ЭС6 і 2ЭС10, які можуть забезпечити безпеку руху, а також комфортні і безпечні умови роботи локомотивних бригад, оскільки вони обладнані ергономічною кабіною управління, де встановленні пульт управління із органами керування і засобами відображення інформації повного стану електровоза, система мікроклімату, і усіма необхідними санітарно-технічними і побутовими приладами (кондиціонер, умивальник, біотуалет, холодильник, піч, аптечка). Однак, вони також мають низку недоліків: велике навантаження на вісь при русанні з місця, що негативно позначається на рейковій колії; колісні пари вагонного типу – тобто безбандажні (при несправностях виникає необхідність переформовувати всю колісну пару).

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

З метою встановлення доцільності введення електровозів даної серії в експлуатацію, фахівцями ЛФ ДНУЗТ спільно з працівниками локомотивного депо Львів – Захід по заводських характеристиках, що надані заводом-виробником розраховували критичну вагу поїзда і розрахункову швидкість. Ці розрахунки проводились вимірально-обчислювальним комплексом спеціалізованої тягово-енергетичної вагон-лабораторії (ТЕВЛ), який у процесі експлуатаційних випробувань фіксує такі параметри: пройдений шлях; час ходу; швидкість руху поїзда; зусилля на автозчепках; струм та напруга тягових електродвигунів в режимі тяги та електричного гальмування; температура тягових електродвигунів; позиції контролера машиніста та спрацювання окремих апаратів; тиск в гальмівній системі; витрати електроенергії; сигнали АЛС; барометричний тиск та температура навколишнього середовища.

Перед дослідними поїздками доцільно змодельовати режим роботи локомотива з поїздом певної ваги на заданій ділянці.

Згідно наказу № 755/Н від 12.12.2005 р. «Про порядок формування та руху пасажирських, вантажних поїздів через Карпатські перевали електровозами серії ВЛ10, ВЛ11м із рекуперативним гальмуванням» на підставі п. 15.32 «Правил технічної експлуатації залізниць України» та досвіду водіння поїздів електровозами серії ВЛ10, ВЛ11м через Карпатські перевали на ділянках Львів – Лавочне – Чоп, по результатах дослідних випробувань, роботи тягово-енергетичної лабораторії Львівської залізниці, та з метою безпеки руху поїздів затверджена

Таблиця 2 – Кількість електровозів для вантажних поїздів на Карпатському перевалі

Дільниця	Вага поїзда, т.	Напрямок	К-ть ВЛ11м в голові поїзда	К-ть ВЛ11м штовхачів
Лавочне – Воловець	до 2400т	Непарний	1	1
	2400-3600т	- „ -	2	1
	3600-4600т	- „ -	3	1
Воловець – Лавочне	до 1800т	Парний	1	1
	1800-3000т	- „ -	2	1
	3000-4000т	- „ -	3	1
Любенці – Лавочне	3600-4600т	Непарний	1	1

Інструкція з руху пасажирських та вантажних поїздів на електричній тязі через Карпатські перевали дільниць Львів – Лавочне – Чоп.

Електровози ВЛ11м використовуються на Львівській залізниці у двохсекційному виконанні, хоча можуть працювати по системі багатьох одиниць. Це призводить до перевитрат електроенергії на деяких локомотивах, що працюють в режимі штовхача, або не забезпечується розрахована кратна сила тяги при невідповідності ваги поїзда до розрахованої норми.

Для прикладу розглянемо існуючу схему ведення поїзда вагою 4600 т електровозом ВЛ11 на ділянці Львів – Лавочне – Чоп:

- відправлення зі станції Львів з одним електровозом ВЛ11м;
- станція Любенці - причеплення електровоза ВЛ11м в хвіст поїзда в якості штовхача;
- станція Лавочне – причеплення в голову поїзда ще двох електровозів ВЛ11м;
- станція Воловець – відчеплення всіх штовхачів ВЛ11м;
- слідування до станції Чоп з одним електровозом ВЛ11м.

Отже, на даний момент для ведення вантажного поїзда даною вагою через перевал Лавочне – Бескид – Скотарське нам необхідно використання чотирьох електровозів серії ВЛ11м.

З цією метою, для встановлення критичної ваги для перспективних електровозів 2ЭС6 і 2ЭС10 доцільно провести порівняльні розрахунки з електровозами ВЛ10 і ВЛ11.

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

За допомогою програмного забезпечення графоаналітичної системи Railway 2010, було зімітовано декілька дослідних поїздок на даній ділянці, з метою визначення критичної ваги поїзда. На ділянці Львів – Чоп лімітуючим є перегін Лавочне – Бескид, оскільки це найскладніший відрізок колії Карпатських перевалів Львівської залізниці, з найкрутішим ухилом.

Всі розрахунки проводяться відповідно до наказу № 755/Н від 12.12.2005 року «Про порядок формування та руху пасажирських, вантажних поїздів через Карпатські перевали електровозами серії ВЛ10, ВЛ11м із застосуванням рекуперативного гальмування».

Дослідження характеристик електровоза ВЛ10 із встановленою вагою 1200т.

Заносимо дані до діалогового вікна для створення поїздки електровоза ВЛ10 із поїздом вагою 1200 т на ділянці Лавочне – Бескид . Для того натискаємо кнопку «+». З'являється діалогове вікно «Нова група локомотивів (вагонів)». Під «Назва локомотива» вибираємо курсором електровоз ВЛ10. Коли вибрано тип електровоза натискаємо курсором нижче кнопку «Гаразд» і автоматично з'являється основне діалогове вікно розрахунків із вмістом у собі характеристик електровоза ВЛ10.

Новая группа локомотивов (вагонов)

Локомотивы | Вагоны

Назва локомотива

ВЛ-10

ВЛ-80к

М62

ВЛ-9м

ДР-1А

ЕР-2

ЕР-9

Д1

ЧМЕЗ

2М62

ДЕ-1

ВЛ-11м

ТЕП70

ВЛ-80т, с

ВЛ-40у

ЧС-8

ТГ-10

Кількість: 1

Колідки: Композиційні

Гаразд Скасувати

Такі ж дії проводимо для внесення типів та кількості вагонів, їх ваги.

Після внесення даних про поїзд наводимо курсор на закладку «Розрахунок». Отримуємо режимну карту імітованої поїздки електровоза ВЛ10 із вагою поїзда 1170 т



Натиснувши кнопку «Таблиці» отримуємо результат даної поїздки:

- швидкість на критичному підйомі: 53,56 км/год;

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

- час ходу по ділянці: 8,14 хв;

- загальні витрати електроенергії: 780,87 кВт·год.

розрахунк. пункт	координата	план - профіль	розрахунок енергії при збільшенні часу ходу	Витрати	енерг.
назва	поч. (m)	кінець (m)	шлях (m)	час (с)	стан
383745. Бескид	6695		6285	8,14 (хв)	780,87 (кВт·год)

Час ходу (хв): 8,14 Загальні витрати електроенергії (кВт·год): 780,87 Основна - додаткова тяга

Далі проводимо дослідження характеристик електровоза ВЛ10 із максимальною вагою. Визначення максимальної ваги поїзда проводиться підбором шляхом додавання середньої ваги одного вагона.

При цьому встановлено, що максимальна вага поїзда для електровоза ВЛ10 становить 1260т.

Розрахунок обмеження сили тяги електровоза по максимальній вазі проводимо також методом підбору, в результаті чого було встановлено, що електровоз ВЛ10 не зможе провести поїзд вагою 1350 т.

Аналогічно проводяться розрахунки для всіх типів локомотивів.

Дослідження характеристик електровоза ВЛ11м із встановленою вагою 1200т.

Отримуємо результати імітованої поїздки:

- швидкість на критичному підйомі: 55,37 км/год;

- час ходу по ділянці: 7,72 хв;

- загальні витрати електроенергії: 740 кВт·год.

Далі проводимо дослідження характеристик електровоза ВЛ11м із максимальною вагою. Було встановлено максимальну вагу поїзда для електровоза ВЛ11м 1350т.

Оскільки, передбачається заміна електровозів ВЛ10 і ВЛ11м перспективними електровозами 2ЭС6 і 2ЭС10, доцільно розрахувати вагу відповідно до наказу 755/Н.

Дослідження характеристик електровоза 2ЭС6 із встановленою вагою 1200т.

Результати імітованої поїздки:

- швидкість на критичному підйомі: 52,42 км/год;

- час ходу по ділянці: 7,81 хв;

- загальні витрати електроенергії: 526,82 кВт·год.

Далі проводимо дослідження характеристик електровоза 2ЭС6 із максимальною вагою 1620 т. Дослідження проводиться аналогічно як і для електровозів ВЛ10 і ВЛ11м. Визначення максимальної ваги поїзда проводиться підбором. Було встановлено, що максимальна вага поїзда для електровоза 2ЭС6 становить 1620т.

Дослідження характеристик електровоза 2ЭС10 із встановленою вагою 1200т.

Результати імітованої поїздки:

З даних вибираємо потрібні результати :

- швидкість на критичному підйомі: 54 км/год;

- час ходу по ділянці: 7,21 хв;

- загальні витрати електроенергії: 571,46 кВт·год.

Далі проводимо дослідження характеристик електровоза 2ЭС10 із максимальною вагою. Підбором було встановлено максимальну вагу поїзда для електровоза 2ЭС6 – 1880 т.

Результати всіх імітованих дослідних поїздок зводимо в узагальнену таблицю 3.

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"
Таблиця 3 – Узагальнені дані імітованих дослідних поїздок

Електровоз	Потужність електровоза в тривалому режимі, Р, кВт	Швидкість на заданому підйомі з вагою поїзда 1200т, V, км/год	Витрати електроенергії на перегоні Лавочне-Бескид, А, кВт·год	Час ходу по перегоні Лавочне-Бескид, t, хв	Максимальна вага поїзда на перегоні Лавочне-Бескид, Q, т	Прогнозоване збільшення ваги поїзда на ділянці, %	Кількість використання локомотивів для ваги 4600т	Кількість використання секцій для ваги 4600т по системі багатьох одиниць
ВЛ10	4600	53,56	780	8,14	1260	0,93	4	-
ВЛ11м	4600	55,37	740	7,72	1350	1	4	-
2ЭС6	6000	52,42	527	7,81	1620	1,20	3	2
2ЭС10	8400	54	571	7,21	1890	1,40	3	2

З таблиці видно, що електровози 2ЭС6 і 2ЭС10 потужніші і їх кількість для ведення поїзда на Карпатських перевалах встановленої ваги менша, а при трьохсекційному виконанні їх необхідно в двічі менше ніж нинішніх ВЛ11м. Тобто три електровоза 2ЭС6, або три електровоза 2ЭС10, а у трьохсекційному виконанні два електровози цих серій.

Експлуатація електровозів серій 2ЭС6, 2ЭС10 також забезпечує суттєву економію електроенергії. Над цими електровозами на Львівській залізниці проводились експлуатаційні дослідження відповідно “Програми і методиці експлуатаційних випробувань електровозів 2ЭС6 №147 і 2ЭС10 №012 в умовах Львівської залізниці”. За період с 22.02 по 24.03.2012 року з дослідними електровозами було проведено 40 дослідних поїздок з різною вагою поїзда. З них 6 поїздок:

- 4800т (ВЛ11м, 2ЭС10, состав, 2ЭС6 хвостовий штовхач) – 1 поїздка, з витриманою розрахунковою швидкістю для 2ЭС6 – 45 км/год и ВЛ11м – 47 км/год;
- 5000т (ВЛ11м, 2ЭС10, состав, 2ЭС6 хвостовий штовхач – витримана розрахункова швидкість) - 1 поїздка; 2ЭС10 в голові, состав, 2ЭС6 хвостовий штовхач – максимальна швидкість руху поїзда склала 40 км/год, що нижче розрахункової швидкості 2ЭС6) – 1 поїздка;
- 5400т (ВЛ11м, 2ЭС10, состав, хвостовий штовхач) – 4 поїздки, все з витриманою розрахунковою швидкістю для ВЛ11м – 47 км/год.

Також наводимо наступні дані дослідних поїздок по економії електроенергії:

При обслуговуванні електровозом 2ЭС10 поїзда вагою 4600 т економія електроенергії на ділянці Клепарів – Лавочне – Чоп – Львів складає 3800-4200 кВт·год. Загальна питома витрата електроенергії при веденні данним електровозом менше на 18-19% ніж при веденні електровозом серії ВЛ11м (21000 кВт·год).

Витрати електроенергії на ділянці Клепарів – Лавочне для електровоза 2ЭС10 при веденні поїзда вагою 5400т складає 8200-8400 кВт·год, питома витрата 102,5 кВт·год /10*4 т.км.бр., що менше на 24,5% ніж при обслуговуванні електровозами серії ВЛ11м (11000 кВт·год).

Витрати електроенергії на ділянці Клепарів – Лавочне для електровоза 2ЭС6 при обслуговуванні поїзда вагою 4600 т складає 9200-10400 кВт·год, питома витрата 146,0 кВт·год /10⁴ т.км.бр., що більше на 5,6 % ніж при обслуговуванні електровозами серії ВЛ11м (138,6 кВт·год /10⁴ т.км.бр.). Витрати електроенергії для електровоза 2ЭС6 на даній ділянці з вагою поїзда 4600т більше ніж при обслуговуванні електровозом серії 2ЭС10-012 с вагою 5400 т.

Висновки. При використанні сучасного ЕРС в умовах Львівської залізниці можна досягнути:

- зменшення витрат електроенергії;
- вивільнення локомотивних бригад;

- Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"
- покращення умов роботи локомотивних бригад;
 - збільшення міжремонтного пробігу;
 - збільшення середньодобової продуктивності за рахунок підвищення вагової норми поїздів;
 - підвищення пропускної спроможності без додаткових вкладень.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Бабичков А.М.* Тяга поездов и тяговые расчеты / *А.М. Бабичков, П.А. Гурский, А.П. Новиков.* – М.: Транспорт, 1971.
2. *Осипов С.И.* Основы электрической и тепловозной тяги. – М.: Транспорт, 1985.
3. Техничко-економические расчеты в эксплуатации железных дорог. / *И.Б. Сотников, А.А. Выганов, Ф.С. Гоманков* и др.; Под ред. *И.Б. Сотникова.* – М.: Транспорт, 1983.
4. *Гетьман Г.К., Арпуль С.В., Демчук Р.Н., Забарилло Д.А.* Эксплуатационные испытания электровозов 2ЭС6 и 2ЭС10 на Львовской ж.д. (часть 2, стор 69 – 74).
5. Наказ 755/Н від 12.12.2005. Про порядок формування та руху пасажирських, вантажних поїздів через Карпатські перевали електровозами серії ВЛ10, ВЛ11м із застосуванням електричного гальмування. – Л.: Управління Львівської залізниці, 2005 – 3 с.
6. Электровоз грузовой постоянного тока 2ЭС6 с коллекторными тяговыми электродвигателями. Руководство по эксплуатации. – В.П. Уральские локомотивы, 2008. – 1202 с.
7. Электровоз магистральный грузовой постоянного тока 2ЭС10. Руководство по эксплуатации. – В.П. Уральские локомотивы, 2011. – 1154 с.
8. Электровоз ВЛ 11м. Руководство по эксплуатации. – М. Транспорт, 1994 – 416 с.
9. Электровозы ВЛ 10 и ВЛ10у. Руководство по эксплуатации. Под ред. О.А. Кикнадзе – М. Транспорт, 1981 – 519 с.
10. *М.О. Баб'як, М.Д. Грилицький.* Про деякі особливості розрахунку зносу контактних пластин. // Вісн. Східноукр. нац. ун – т. – 2011. №4 (158) ч. 1 – С. 232 – 236.

Гасюк Р.В., Вантух Н.О.

ВНЕДРЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ БЕЗСТЫКОВОГО ПУТИ НА ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ШПАЛАХ В КРИВЫХ РАДИУСА МЕНЕЕ 350 М

В данной работе рассматривается возможность использования подвижного состава третьего поколения в условиях Карпатского перевала, для чего исследуются тяговые характеристики электровозов ВЛ10, ВЛ11м и 2ЭС6, 2ЭС10 с помощью программного обеспечения графоаналитической системы Railway 2010.

Гичка Л.М., Данилів О.Д.

Науковий консультант —к.т.н., доц. Баб'як М.О.

ТЕХНІЧНІ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ПРОПУСКНОЇ СПРОМОЖНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ КОРИДОРІВ.

Розглянуто можливості підвищення експлуатаційних показників п'ятого Пан'європейського транспортного коридору на ділянці Львів-Лавочне-Чоп Львівської залізниці за рахунок збільшення пропускної спроможності Бескидського тунелю та збільшення провізної здатності ділянки шляхом оновлення рухомого складу і збільшення критичної маси поїздів.

Актуальність роботи. Пріоритетні напрямки державного регулювання в транспортній галузі, зокрема, модернізація транспортної мережі у складі МТК, формування та реалізація цільових програм з оновлення рухомого складу.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є пошук можливостей підвищення експлуатаційних показників транспортних коридорів.

Об'єкт дослідження. Експлуатаційні показники п'ятого Пан'європейського транспортного коридору на ділянці Львів-Лавочне-Чоп Львівської залізниці

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

Предмет дослідження. Підвищення пропускної і провізної спроможності.

Транспортна система - це сукупність транспортних засобів, інфраструктури та управління. Транспортну систему Європи об'єднує мережа автомобільних доріг і залізниць, морських і річкових маршрутів, що функціонують на території Європи.

У сучасних умовах гнучка, надійна, недорога транспортна система, яка дозволяє здійснювати міжнародні перевезення, набуває вирішального значення. Одним із головних напрямків удосконалення транспортної системи у світі є функціонування і розвиток міжнародних транспортних коридорів.

Міжнародні транспортні коридори (МТК) - це сукупність різних видів транспорту, що забезпечують значні перевезення вантажів і пасажирів на напрямках їх найбільшої концентрації.

У 1994 р. II Загальноєвропейська (Критська) транспортна конференція, яка проходила в рамках Європейського співтовариства, визначила основні маршрути МТК:

- №1. Таллінн - Рига-Варшава;
- №2. Берлін - Варшава - Мінськ - Москва;
- №3. Берлін (Дрезден) - Вроцлав - Львів - Київ (Німеччина, Польща, Україна);
- №4. Берлін (Нюрнберг) - Прага - Будапешт - Констанца (Салоніки) - Стамбул;
- №5. Трієст - Любляна - Будапешт - Братислава - Ужгород - Львів (Італія, Словенія, Угорщина, Словаччина, Україна);
- №6. Гданьськ - Варшава - Жилина;
- №7. Дунайський (водний) (Австрія, Угорщина, Югославія, Болгарія, Румунія, Молдова, Україна);
- №8. Дурес - Тірана - Скоп'є - Софія - Варна;
- №9. Гельсінкі - Санкт-Петербург - Вітебськ - Київ (Москва) - Одеса (Кишинів) - Пловдив - Бухарест - Александрополіс (Фінляндія, Росія, Україна, Білорусь, Молдова, Румунія, Греція);
- №10 Зальцбург - Любляна - Загреб - Белград - Скоп'є - Салоніки.

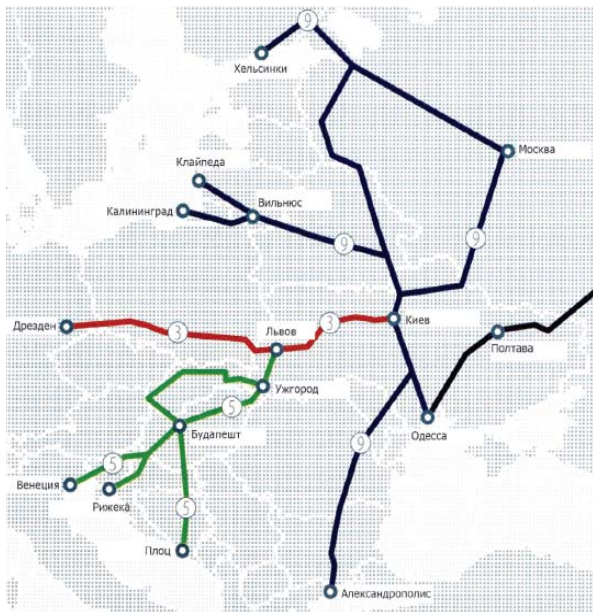


Рис. 1. Міжнародні транспортні коридори, що проходять залізницями України

Україна посідає важливе місце у мережі транспортних сполучень, оскільки через її територію проходять транспортні коридори (№3, №5, №7, №9), які дають змогу в найкоротші строки об'єднати вантажопотоки Азії та Європи.

Пан'європейський транспортний коридор №5 є стратегічно і економічно важливим для економіки України і забезпечує обсяги перевезень 15,2 млн. тонн вантажів, що становить 33% загального міжнародного потоку України. Його протяжність - 1595 км., у тому числі по Україні: залізничний - 266 км., автодорожній - 338,7 км. (у тому числі відгалуження 47,2 км).

Головною проблемою транспортного коридору №5 на території України є подолання Карпатських гір. Для залізничного сполучення особливою проблемою міжнародного транспортного коридору № 5 є одноколійний Бескидський тунель, який побудовано у 1886 році. Довжина тунелю 1746 м. Тунель розташований на перегоні Бескид – Скотарське.

З метою підвищення пропускної спроможності у 1956 р., в зв'язку з електрифікацією дільниці, у тунелі було виконано роботи по пониженню основи колії, а у 1956-1961 р.р. були виконані роботи по осушенню тунелю і облаштувань дренажних штолень.

На даний час тунель обмежує швидкість руху поїздів, пропускну та перевізну спроможність всього коридору, перешкоджає зростанню обсягів перевезень. Подальше погіршення його стану може призвести до повного припинення руху поїздів цим напрямком.



Рис. 2.- Пан-європейський транспортний коридор №5.

Для підвищення пропускної спроможності ділянки Львів – Лавочне – Чоп найбільш прийнятним є колійний розвиток. З цією метою пропонується провести реконструкцію тунелю на перегоні Бескид-Скотарське, що передбачає на першому етапі ліквідацію місця розмивів берегів річки Опір, обладнання вузлів вивантаження будівельних матеріалів, рампи для розміщення інертних матеріалів і додаткових тимчасових під'їзних колій. Другий етап передбачає будівництво нового двоколійного Бескидського тунелю на відстані 30 метрів від діючого, який згодом повинен повністю замінити аварійний.

Штучна споруда буде довшою за попередню і простягнеться більше ніж на 1800 метрів на 182-метровій глибині від поверхні Бескидського хребта. Його обладнають сучасними приладами робочого та аварійного освітлення, вентиляції, відеонагляду, контрольними датчиками визначення рівня шкідливих газів, а також постійного моніторингу внутрішнього стану тунелю, засобами сигналізації та зв'язку, пожежної безпеки і системою антикорозійного захисту. Для проходження обслуговуючого персоналу та можливої евакуації людей між старим та новим тунелями передбачено спорудження трьох евакуаційних переходів.

Передбачено, що пропускна спроможність нового двоколійного тунелю його збільшиться з 47 до 100 пар поїздів на добу, а швидкість проходження тунелю зросте з 40 до 60 км/год.

Для підвищення провізної спроможності на ділянці Чоп – Лавочне – Львів необхідно використати локомотиви з більшою потужністю ніж у тих, що експлуатуються на даний час.

Одним з шляхів покращення використання електровозів на Львівській залізниці є модернізація їх окремих систем при капітальному ремонті. На даний час в умовах ПрАТ "Львівський локомотиворемонтний завод" проведено капітальний ремонт з модернізацією для шести електровозів ВЛ11м. Нажаль, вартість облаштування старого рухомого складу при модернізації майже така ж, як випуск нового локомотива, не враховуючи розробки технічної документації, а по суті це створення повністю нової схеми управління і значна зміна силової. Тому, на нашу думку, цей шлях не є найбільш доцільним, оскільки він дозволяє забезпечувати перевезення поїздів через Карпатський перевал тільки за допомогою штовхачів. На даний час

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць" вантажні перевезення на основному ходу Карпатського перевалу здійснюються електровозами постійного струму ВЛ11м. При цьому залежно від маси складу використовуються схеми їх ведення, показані в табл. 1 (чисельник - маса складу, знаменник - число електровозів, що використовується для ведення поїзда).

Таблиця 1 Критичні норми маси складу для ділянки Лавочне – Воловець

Ділянка	Розрахунковий підйом, %	Маса складу, т			
Лавочне – Воловець	27	1200 /1	2400 /2	3600 /4	4600 /4
Воловець – Лавочне	30,5	1000 /1	1800 /2	3000 /3	4000 /4

Так при масі складу 4600 т для ведення поїзда на ділянці Лавочне – Воловець використовується 4 електровози ВЛ11м: три в голові і один в хвості поїзда.

Таблиця 2. Технічні характеристики електровозів 2ЭС6 і 2ЭС10

Параметр	2ЭС6	2ЭС10
Напруга на струмоприймачі, кВ	3,0	
Осьова формула	2 (2o–2o)	
Маса службова при 0,7 запасу піску, т	200	200
Конструкційна швидкість, км/год	120	120
Максимальна сила тяги при рушанні, кН	670	750
Сила тяги тривалого режиму, кН	418	480
Швидкість тривалого режиму, км/год	51,0	57,0
Потужність тривалого режиму, кВт	6000	7600
Потужність рекупративного гальма, кВт	6600	8800
Потужність реостатного гальма, кВт	5500	5600

Відповідно до Програми оновлення локомотивного парку залізниць України [1] «Укрзалізниця» планує постачання на Львівську залізницю вантажних електровозів 2ЭС6 і 2ЭС10 виробництва ТОВ «Уральські локомотиви».



Рис. 3. Електровоз 2ЭС6.



Рис. 4. Електровоз 2ЭС10.

Електровоз 2ЭС6, тягова характеристика якого представлена на рис.5, обладнаний колекторними тяговими двигунами з незалежним збудженням, а електровоз 2ЭС10 (див. рис. 6) обладнаний асинхронними тяговими двигунами. Згідно даним заводу виробника, конструкція електровозів забезпечує зниження трудомісткості ремонтних робіт на 15%, а міжремонтні пробіги збільшені на 50%. Покращені тягові і гальмівні характеристики електровозів і умови роботи локомотивних бригад. У порівнянні з електровозами ВЛ10 та ВЛ11м потужність електровозів 2ЭС6 (за даними виробників) вища на 20%, а у електровозів 2ЭС10 на 60%.

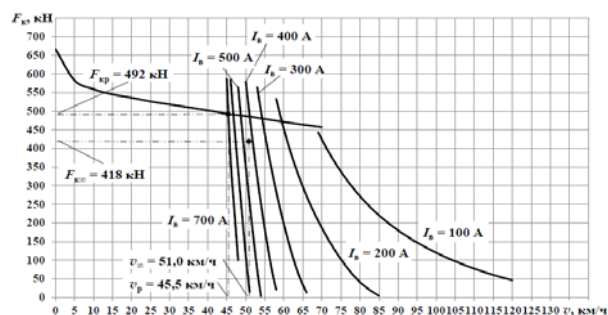


Рис.5. Тягова характеристика електровоза 2ЭС6

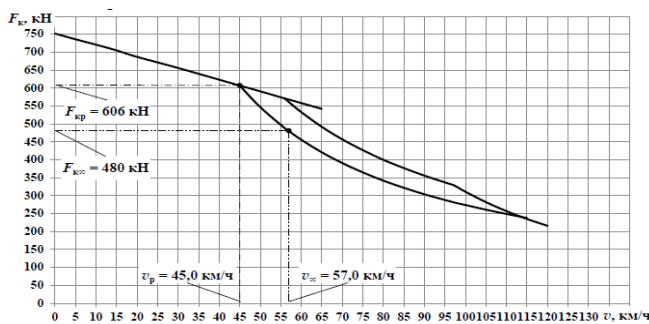


Рис.6. Тягова характеристика електровоза 2ЭС10

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"
Таблиця 3 Параметри розрахункового режиму електровозів ВЛ11м, 2ЭС6 і 2ЭС10

Параметр	ВЛ11	2ЭС6	2ЭС10	2ЭС6/ ВЛ11 %	2ЭС10/ ВЛ11 %
V _p , км/год	46,7	45,5	45	- 2,6	- 3,6
F _{кр} , кН	451	492	606	9,1	34,4
P, т	184	200	200	8,7	8,7
Ψ _к	0,250	0,251	0,309	0,4	23,6

Розрахунки мас складів для лімітуючих ділянок Львівської залізниці, які виконані відповідно до Правил тягових розрахунків [2], що діють, показали, що маса складів вантажних поїздів може бути збільшена, в порівнянні з електровозами ВЛ11м, на 100...150 т для електровозів 2ЭС6 і на 500...550 т для електровозів 2ЭС10 (див. табл. 4).

Для підтвердження розрахункових даних на ділянці Лавочне – Воловець у період з 22.02.2012 по 24.03.2012 згідно Програми і методики випробовувань виконано 40 дослідних поїздок з поїздами різної маси з наданими ТОВ «Уральські локомотиви» електровозами 2ЭС6 № 147 і 2ЭС10 № 012. При вибраній критичній масі складу повинно було б забезпечуватися проходження поїзда по керівному підйому без зниження швидкості нижче розрахункової. Згідно даним тягових характеристик електровозів 2ЭС6 і 2ЭС10 (див. рис.6 і 7) розрахункова швидкість була прийнята рівною 45 км/год. В реальних умовах на розрахунковому підйомі (1632,24...1633,13 км) дослідні поїздки здійснювалися з швидкістю, близькою до розрахункової (приблизно 47 км/год). З поїздом масою 4500...4600 т проведено 12 дослідних поїздок, на підставі яких для даної ділянки при використанні електровозів 2ЭС10 (у голові) і 2ЭС6 (штовхач) критичну масу складу можна прийняти рівною 4600 т. Нагадаємо, що для поїздів такої маси використовується 4 електровози ВЛ11м (див. рис.8).

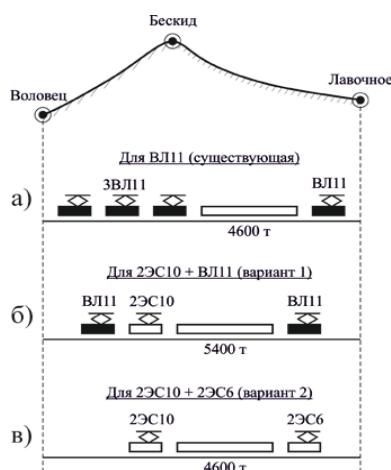


Рис.7. Схеми ведення поїздів на ділянці Лавочне – Воловець

На даній ділянці проводилися досліді при схемі ведення поїзда, показаній на рис.8б. Дані дослідів показують, що при використанні поїзного електровоза 2ЭС10 і двох електровозів-штовхачів 2ЭС6 або ВЛ11м на даній ділянці критична маса може бути прийнята рівною 5400 т. Для ділянки Воловець – Лавочне критичну масу складу (при схемі ведення поїзда 2ЭС10 в голові і 2ЭС6 в хвості) можна прийняти рівною 3800 т.

За попередніми розрахунками при теперішніх добових розмірах руху 17 пар поїздів у добу зниження експлуатаційних витрат складе приблизно 67 млн. гривень в рік. Економія капіталовкладень на оновлення локомотивного парку обумовлена тим, що електровози ВЛ11м, що вивільняються, можуть бути використані на заміну тим, що відпрацювали свій ресурс і підлягають виключенню з інвентарного парку

Попередній розрахунок економічного ефекту від впровадження електровозів серії 2ЭС10 порівняно з електровозами серії ВЛ11м на ділянці Львів – Лавочне – Чоп на 17 пар поїздів показав, що для забезпечення вивозу вантажних поїздів на ділянці Львів – Лавочне – Чоп

Порівняльні дані параметрів розрахункового режиму електровозів ВЛ11м, 2ЭС6 і 2ЭС10 наочно демонструють перевагу.

У таблиці використані такі позначення:

V_p – розрахункова швидкість;

F_{кр} – розрахункова сила тяги;

P – маса електровоза;

Ψ_к – розрахунковий коефіцієнт зчеплення.

Таблиця 4 Розрахункові маси складів для електровозів 2ЭС6 і 2ЭС10

Схема ведення поїзда	Ділянка	
	Лавочне – Воловець	Воловець – Лавочне
	(i _p = 27 ‰)	(i _p = 30,5 ‰)
ВЛ11м	1400	1200
2ЭС6	1550	1350
2ЭС10	2000	1750

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць" звільняється три локомотиви-штовхачі на ділянці Любинці – Лавочне і два локомотиви-штовхачі на ділянці Лавочне – Воловець.

Вивільнення 5 електровозів-штовхачів і 24 локомотивних бригад дозволить заощадити у добу близько 11,1 тис. грн., а у рік економія складе 40,6 млн. грн.

Зменшення використання електроенергії на 18 % електровозами серії 2ЭС10 порівняно з електровозами серії ВЛ11м, що дозволить заощадити у добу близько 69,7 тис. кВт.год., (тобто менше на 66,9 тис. грн.), а у рік 24,4 млн.грн.

За рахунок відсутності зупинки по ст. Любинці для причеплення локомотива-штовхача, зменшується час роботи локомотива і локомотивної бригади. При цьому у добу економія складе 3,7 тис. грн., а у рік - 1,3 млн. грн.

При заміні електровозів ВЛ11м на електровози серії 2ЭС10 з вантажними поїздами на ділянці Львів – Лавочне – Чоп, а також вивільнення електровозів-штовхачів і зменшення витрат електроенергії, загальна економія на 17 пар поїздів складатиме близько 66,3 млн. грн.

Враховуючи пропускну спроможність одноколійного Бескидського тунелю у 47 пар поїздів на добу, при його повній завантаженості можна очікувати річну економію для Львівської залізниці 183 млн. грн.

У випадку збільшення пропускну спроможності перегону Бескид-Скотарське на ділянці Львів – Лавочне – Чоп до 100 пар поїздів за добу при введенні в експлуатацію нового двоколійного Бескидського тунелю і при його повній завантаженості можна очікувати економічний ефект у сумі понад 390 млн. грн. в рік.

Висновки. Для підвищення експлуатаційних показників п'ятого Пан'європейського транспортного коридору на ділянці Львів-Лавочне-Чоп Львівської залізниці можна використати два напрямки:

- ввести в експлуатацію новий двоколійний Бескидський тунель, що дозволить збільшити пропускну здатність з 47 до 100 пар поїздів на добу;
- замінити морально і технічно застарілі електровози ВЛ11м на електровози третього покоління, наприклад серії 2ЭС10, що дозволить збільшити провізну здатність за рахунок збільшення на даній ділянці критичної маси поїзда з 4600 т до 5400 т.

Комплексне впровадження обох напрямків дозволить очікувати економію для Львівської залізниці 390 млн. грн. в рік.

ЛІТЕРАТУРА

1. Програма оновлення локомотивного парку залізниць України на 2012 – 2016 роки. Затверджена постановою Кабінету Міністрів України від 1 серпня 2011 р. № 840.
2. Правила тягових розрахунків для поїздової роботи (ПТР). – М.: Транспорт, 1985. – 287с.
3. Гетьман Г.К., Артуль С.В., Демчук Р.Н., Забарилко Д.А. // Вісник СНУ ім. В. Даля – № 5 (176) – Частина 2 – 2012 – 69 – 74.

Гычка Л.Н., Даныливі О.Д.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ КОРИДОРОВ.

Рассмотрены возможности повышения эксплуатационных показателей пятого Паневропейского транспортного коридора на участке Львов-Лавочне-Чоп Львовской железной дороги за счет увеличения пропускной способности Бескидского тоннеля и увеличение провозной способности участка путем обновления подвижного состава и увеличения критической массы поездов.

ВПЛИВ БРАКУ ЛИТВА НА РОБОТУ ПОВІТРОРОЗПОДІЛЬНИКА №483М.

Визначення величини тисків у робочій камері після миттєвого з'єднання золотникової камери з атмосферою при якому відбудеться самовільне спрацювання гальм.

Важливою вимогою до роботи залізничного транспорту є забезпечення безпеки руху поїздів. Одним з елементів, яким вона забезпечується – це якісна робота гальмівної системи. В даній роботі розглядається гальмівна система вантажного вагона, яка складається з таких основних елементів: повітророзподільника №483М, гальмівного циліндра, запасного резервуару, авторежиму, з'єднувальних рукавів, кінцевих кранів, гальмівної магістралі, роз'єднувального крана №372 та елементів кріплення.

Причиною дослідження став випадок самовільного спрацювання гальм вантажного вагона під час розпуску з гірки, в якій загинув провідник вагона. Предметом дослідження є повітророзподільник №483М так як саме він здійснює процеси наповнювання і опорожнення гальмівного циліндра.

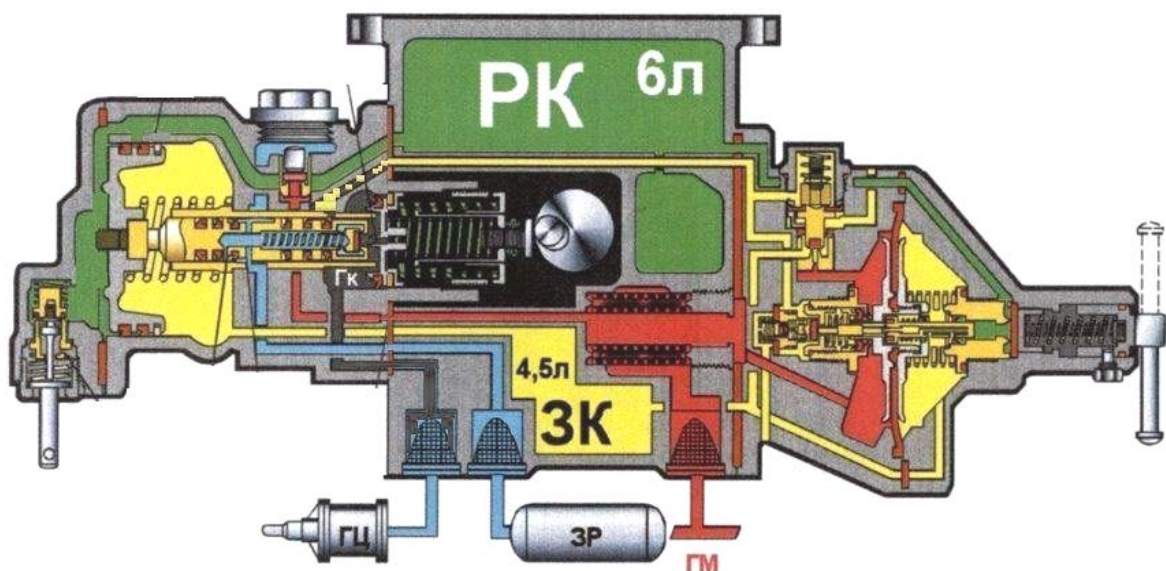


Рис. 1 - Схема повітророзподільника №483М.

Своє широке застосування повітророзподільник №483М отримав через ряд переваг в порівнянні з попередниками (270-002, 270-005):

- високу швидкість гальмівної хвилі (290-300 м/с);
- підвищених властивостей м'якості (до 0,1 Мпа/хв);
- стандартності дії (однаковий рівень і час наповнення гальмівних циліндрів)
- можливість водіння поїздів вагою до 8000 тонн.

Одним із можливих дефектів є брак литва головної частини при якому відбувається з'єднання двох каналів МК та ЗК. Розглянемо як цей дефект вплине на роботу повітророзподільника після примусового відпуску за допомогою випускного клапана перед розпуском вагонів з сортувальної гірки.

Після роз'єднання рукавів тиск у гальмівній магістралі атмосферний. Магістральна діафрагма буде залишатись прогнутою вліво до тих пір, доки сумарне зусилля пружин

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць" плунжера, атмосферного клапана і клапана додаткової розрядки не стане ледь більше ніж зусилля від стиснутого повітря у золотниковій камері на магістральну діафрагму.

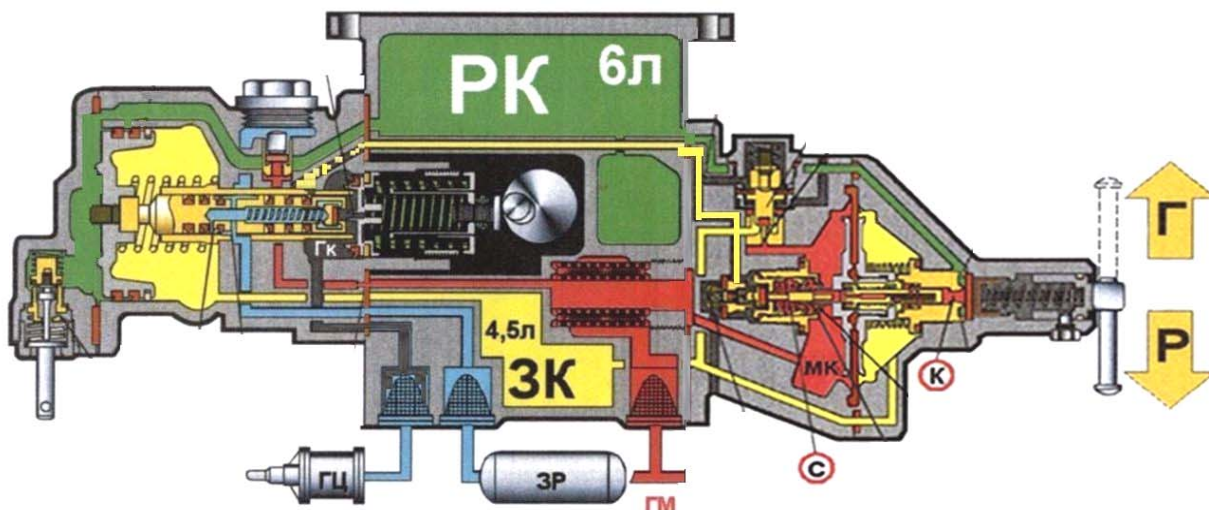


Рис. 2 – Схема повітророзподільника №483М при розпуску з гірки.

Відомо, що сила повітря на діафрагму з жорстко закріпленим центром дорівнює [1]:

$$F = \frac{P \cdot \pi}{12} (D^2 + D \cdot d + d^2). \quad (1)$$

Для визначення величини тиску у золотниковій камері, при якому магістральна діафрагма займе вертикальне положення і золотникова камера більше не буде розряджатись в атмосферу. Складемо рівняння рівноваги магістральної діафрагми при атмосферному тиску у магістральній камері [2].

$$P_{3K} \cdot \frac{\pi}{12} (D^2 + D \cdot d + d^2) = P_{\text{плунж.}}^{\text{пруж.}} + P_{\text{атм.кл.}}^{\text{пруж.}} + P_{\text{КДР}}^{\text{пруж.}}. \quad (2)$$

Звідси можемо знайти шукану величину тиску в золотниковій камері.

$$P_{3K} = \frac{12 (P_{\text{плунж.}}^{\text{пруж.}} + P_{\text{атм.кл.}}^{\text{пруж.}} + P_{\text{КДР}}^{\text{пруж.}})}{\pi (D^2 + D \cdot d + d^2)}, \quad (3)$$

$P_{\text{плунж.}}^{\text{пруж.}}$ – зусилля попереднього стиснення пружини плунжера, 12,7 кГ[3];

$P_{\text{атм.кл.}}^{\text{пруж.}}$ – зусилля попереднього стиснення пружини атмосферного клапана, 2,46 кГ[3];

$P_{\text{КДР}}^{\text{пруж.}}$ – зусилля попереднього стиснення пружини клапана додаткової розрядки, 7,47 кГ[3];

D – зовнішній діаметр магістральної діафрагми, 127 мм;

d – діаметр жорсткого центру, 50 мм.

Підставивши чисельні значення отримаємо $P_{3K} = 0,35$ кГ/см².

Знаючи тиск у золотниковій камері справа від головного поршня, з рівняння рівноваги головного поршня [2] можна визначити при якому тиску у робочій камері головний поршень переміститься у крайнє ліве положення (повний відпуск).

$$P_{PK} \cdot S_{ГП} = P_{3K} (S_{ГП} - S_{шт.}) + F_{ГП}^{\text{пруж.}}, \quad (4)$$

звідси

$$P_{PK} = \frac{P_{3K} (S_{ГП} - S_{шт.}) + F_{ГП}^{\text{пруж.}}}{S_{ГП}}, \quad (5)$$

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"
 $S_{ГП}$ – площа головного поршня, 100,24 см²;

$S_{шт.}$ – площа штока головного поршня, 4,15 см²;

$F_{ГП}^{пруж.}$ – зусилля поопереднього стиснення пружини головного поршня, 20 кГ;

Підставивши чисельні значення отримаємо $P_{PK}=0,54$ кГ/см².

При $P_{3K}=0,35$ кГ/см², а $P_{PK}=0,54$ кГ/см² головний поршень буде знаходитись у крайньому лівому положенні (повний відпуск).

Якщо в золотниковій камері внаслідок з'єднання з атмосферою тиск стане атмосферним, то порушиться рівновага головного поршня і він переміститься вправо, з'єднавши запасний резервуар з гальмівним циліндром.

Обчислимо на яку величину переміститься поршень, для чого дізнаємось різницю зусиль на головний поршень. Вона складає:

$$\Delta F = P_{PK} \cdot S_{ГП} - F_{ГП}^{пруж.}, \quad (6)$$
$$\Delta F = 0,54 \cdot 100,24 - 20 = 34,12 \text{ кГ}$$

Знаючи жорсткість пружини головного поршня ($C=3,2$ кГ/мм) знайдемо величину переміщення головного поршня L . Вона складає:

$$L = \frac{\Delta F}{C}, \quad (7)$$
$$L = \frac{34,12}{3,2} = 10,66 \text{ мм}.$$

Але в цьому випадку гальма не відпустять, так як при ході головного поршня більше 7,5 мм запасний резервуар з'єднаний з гальмівним циліндром [4].

З рівняння рівноваги головного поршня визначимо при якому тиску в робочій камері головний поршень не дійде на 7 мм лівого крайнього положення, але при цьому гальмівна камера повітророзподільника з гальмівним циліндром буде з'єднана з атмосферою, а робоча камера через калібрований отвір діаметром 0,5 мм не буде з'єднуватись із золотниковою камерою.

$$P_{PK} = \frac{P_{3K} \cdot (S_{ГП} - S_{шт.}) + F_{ГП}^{пруж.} + C \cdot L_{ГП}}{S_{ГП}}, \quad (8)$$
$$P_{PK} = \frac{0,35(100,24 - 4,15) + 20 + 3,2 \cdot 7}{100,24} = 0,76 \frac{\text{кГ}}{\text{см}^2}$$

У цьому випадку при миттєвому з'єднанні золотникової камери з магістральним каналом (атмосферою) головний поршень переміститься на 17,56 мм і з'єднає запасний резервуар з гальмівним циліндром (самовільно спрацюють гальма вагона).

При ході головного поршня менше 5 мм робоча камера буде з'єднуватись через калібрований отвір діаметром 0,5 мм із золотниковою камерою, тиск у них буде вирівнюватись і за рахунок пружини головного поршня при миттєвому з'єднанні золотникової камери з магістральним каналом (атмосферою) головний поршень буде залишатись у крайньому лівому (відпускному) положенні.

Тепер з рівняння рівноваги головного поршня визначимо при якому тиску в робочій камері головний поршень не дійде на 5,1 мм лівого крайнього положення, але при цьому гальмівна камера повітророзподільника з гальмівним циліндром буде з'єднана з атмосферою, а робоча камера через калібрований отвір діаметром 0,5 мм не буде з'єднуватись із золотниковою камерою.

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

$$P_{PK} = \frac{0,35(100,24 - 4,15) + 20 + 3,2 \cdot 5,1}{100,24} = 0,7 \frac{\text{кГ}}{\text{см}^2}.$$

А в цьому випадку при миттєвому з'єднанні золотникової камери з магістральним каналом (атмосферою) головний поршень переміститься на 15,68 мм і так само як в попередньому разі, з'єднає запасний резервуар з гальмівним циліндром.

ВИСНОВОК

Самовільне спрацювання гальм можливе після відпуску гальм шляхом пониження тиску у робочій камері через випускний клапан до рівня 0,7-0,76 кГ/см² після миттєвого з'єднання золотникової камери з атмосферою.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Казаринов В.М., Карвацкий Б.Л. Расчет и исследование автотормозов. М.: Трансжелдориздат, 1961, 232с.
2. Конспект лекцій з автоматичних гальм.
3. Крылов В.И., Крылов В.В. и др. Справочник. Тормозное оборудование железнодорожного подвижного состава. М.: Транспорт, 1989, 487с.
4. Пархомов В.Т. Устройство и эксплуатация тормозов. – М.: Транспорт, 1994. – 208 с.

Дегтярук О.Ю.

Научный консультант – доц. Довганюк С.С.

ВЛИЯНИЕ БРАКА ЛИТЬЯ НА РАБОТУ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ №483М

Определение величины давления в рабочей камере после мгновенного соединения золотниковой камеры с атмосферой при каком произойдет самосрабатывание тормозов.

Осипчук Б. П., Житков С. Б.

Научовий консультант – доц. Сірик З. О.

СТРУКТУРА ТА ОПІР РУЙНУВАННЮ СТАЛЕЙ У РІЗНИХ ЗОНАХ ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІС

Досліджено виникнення тріщин в контакті “колесо-рейка” під час експлуатації колісних пар, виготовлених з двох сталей. Проведено перевірку двох зразків з дефектами на установці з подальшим визначенням недоліків і переваг, вироблені рекомендації щодо усунення їх в процесі роботи.

Колісні пари є вузлами рухомого складу, найбільш відповідальними за безпеку руху [1]. На початку 90-х років середній ресурс коліс становив 4-5 років, хоча за прогнозами повинен становити 12 років [2, 3]. У першу чергу термін служби залізничних коліс визначається властивостями поверхні кочення та гребеня колеса. В умовах контактної втоми пари “колесо-рейка” полегшується зародження втомних тріщин в ободі колеса, тому однією з ключових характеристик колісних сталей є опір поширенню тріщини в умовах багатоциклової втоми [4]. Втомні дефекти розповсюджуються приблизно на 10 мм вглиб металу від поверхні кочення і біля основи гребеня. Вони орієнтовані під кутом 45° відносно напрямку кочення, причому часто з'єднуються, утворюючи сітку тріщин. У таких випадках можна говорити про відколи на поверхні кочення колеса [5]. Експлуатаційна практика показує [1, 5], що колеса руйнуються здебільшого в трьох зонах (рис. 1). Наприклад, за даними 2011 р. під час ремонту було виявлено

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць" дефекти в різних зонах коліс: 500 випадків у гребені; 337 – в ободі; 124 – в диску [1]. Це може бути зумовлено термічними або механічними чинниками (рис. 2, *a*) [5]. Показано, що зміна твердості різних зон коліс з середньоміцної ($\sigma_B = 660 \text{ МПа}$) сталі сягає 5-8 %.

Для коліс зі сталі підвищеної міцності КП-Т ($\sigma_B = 900 \text{ МПа}$) зафіксовано зміну обмеженої межі витривалості на 10–12 %, а параметрів циклічного пружно-пластичного деформування – в 1,4–1,8 рази залежно від зони колеса [5]. Якщо зразок випробовують за меншого числа навантажень, то значення руйнівних напружень називають межею обмеженою витривалості. Виявлено, що із зростанням пластичної деформації розтягу, а в умовах циклічного пружно-пластичного деформування із збільшенням амплітуди деформації і кількості циклів, мікротріщини в об'ємі матеріалу утворюються в основному вздовж смугової дислокаційної структури всередині зерен.

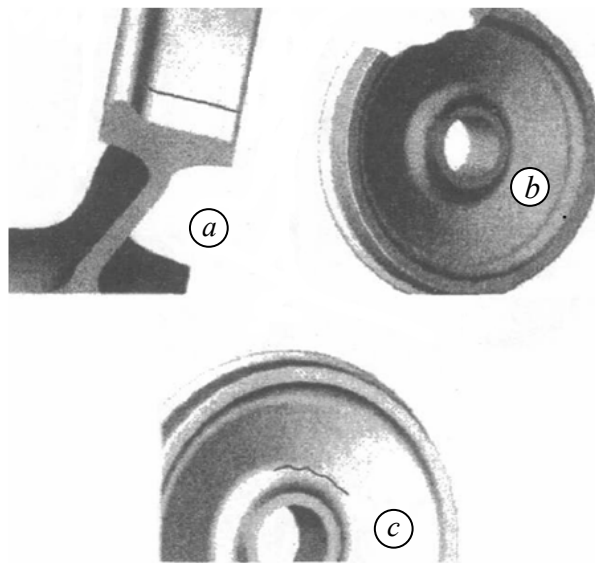


Рис. 1. Тріщини в ободі (*a*), біля диска (*b*) і в маточині (*c*) колеса [1]

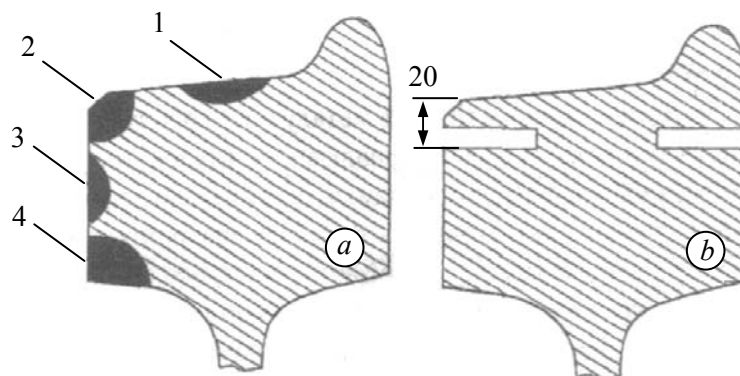


Рис. 2. Місця виникнення експлуатаційних дефектів коліс (*a*) та зони вирізання зразків (*b*) [5]: 1, 2, 3, 4 – дефекти термічного походження.

Мета роботи – встановлення закономірностей зміни мікроструктури, характеристик міцності, циклічної тріщиностійкості й особливостей мікромеханізму руйнування сталей у різних зонах дослідного високоміцного колеса КП-Т та колеса поточного виробництва КП-2

Матеріал і методика випробувань. Досліджували зразки колісних сталей, вирізані з різних зон колеса (рис. 2, *b*). Статичні механічні характеристики визначали на циліндричних зразках з діаметром робочої частини 3 мм. Циклічну тріщиностійкість сталей визначали за

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць" діаграмами швидкостей росту втоми макротріщини – залежностями ΔK [4], отриманими на компактних зразках базового розміру завтовшки 11 мм за частоти 10...15 Гц і коефіцієнті асиметрії $R=0.1$ циклу навантаження.

Характеристиками циклічної тріщиностійкості матеріалів вибирали поріг втоми та циклічну в'язкість руйнування. Мікроструктурні дослідження проводили на мікроскопі ММР-2Р з використанням цифрової фотокамери.

Результати досліджень та їх обговорення. Мікроструктурні особливості високоміцної сталі пов'язані, насамперед, зі специфікою термічного оброблення залізничного колеса, коли внаслідок складної геометрії колеса в різних його зонах можуть бути різні швидкості охолодження. В результаті після гартування і відпуску при 450°C , залежно від зони колеса, отримуємо істотно відмінні структури. Біля поверхні ободу в зонах 1 і 2 зафіксовано переважно тростито-сорбітну структуру (рис. 3, *a*). Ближче до диска колеса продукти відпуску мартенситу оточують значну кількість ділянок, де внаслідок пониженої швидкості охолодження не пройшло мартенситне перетворення, а відбувся розпад вихідного аустеніту з утворенням перлітно-феритної фази (рис. 3, *b*).

Такі структурні особливості сталей відображаються на їх механічних характеристиках (рис. 4). Зразки, вирізані із зони 1 (марковані квадратами), мають найвищі межі міцності σ_B і текучості $\sigma_{0.2}$ порівняно з іншими зонами. У високоміцному колесі зона 2 (маркування кругами), поступається за цими характеристиками відповідно в 10 і 11 разів. Аналогічні тенденції падіння значень межі міцності σ_B й текучості $\sigma_{0.2}$ отримано на зразках з колеса поточного виробництва.

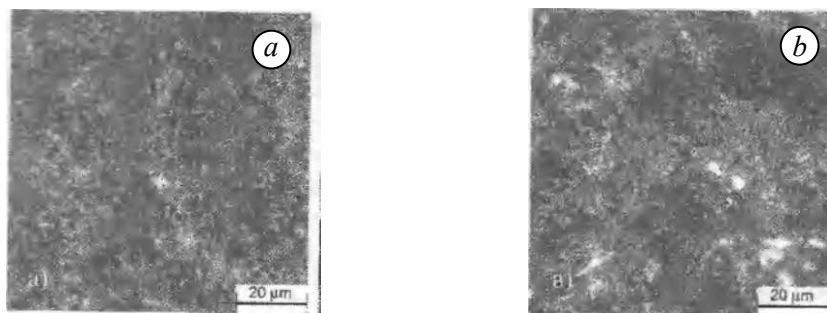


Рис. 3. Мікроструктура сталі високоміцного колеса (*a*) і колеса поточного виробництва (*b*)

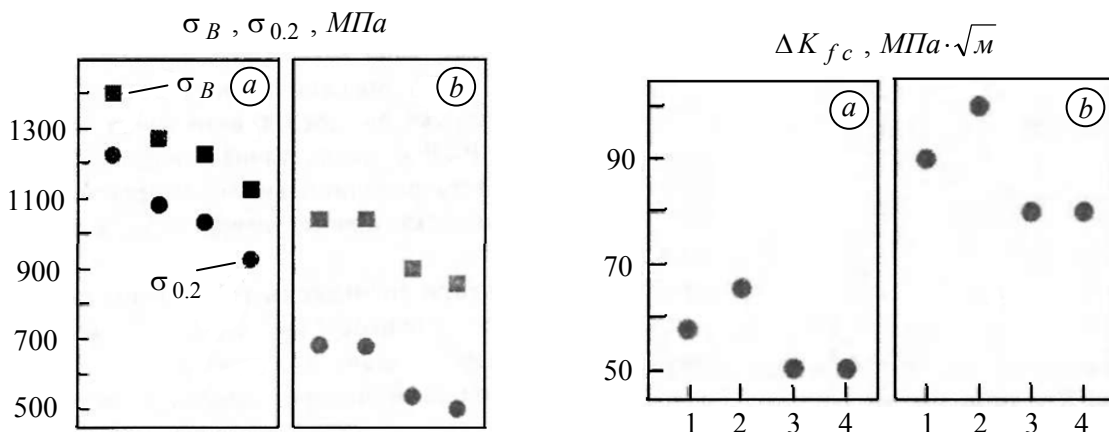


Рис. 4. Механічні характеристики сталей у різних зонах залізничних коліс:

a – високоміцного, *b* – поточного виробництва

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

Випробування на циклічну тріщиностійкість показали, що тенденції зміни опору росту втомної тріщини однакові для обидвох досліджуваних типів коліс (рис. 4): порогове значення ΔK слабо залежить від зони вирізання зразка, в той час як циклічна в'язкість руйнування, на відміну від статичних характеристик, змінюється немонотонно: найвища вона у зоні 2, в зоні 1 спадає на 10–11 %, в зонах 3 і 4 – на 20–23 %.

Таким чином, за наявності довгих втомних тріщин, коли вони виходять із зони ободу колеса, зростає небезпека раптового руйнування, оскільки падіння циклічної в'язкості руйнування, зумовлює зменшення критичного розміру тріщини.

Встановлений характер зміни циклічної тріщиностійкості сталей у різних зонах коліс є певною мірою несподіваним, враховуючи зміну характеристик міцності. Прийнято вважати [4], що падіння циклічної тріщиностійкості відбувається з ростом міцності матеріалів, зокрема сталей. Однією з причин отриманих закономірностей може бути те, що зниження міцності сталей залежно від зони колеса практично не відображається на їхній пластичності, тобто не відбувається традиційно спостережуване зростання пластичності при зменшенні міцності матеріалів. Це обумовлено, на наш погляд, специфічною мікроструктурою сталі в цій зоні колеса (рис. 3, *b*), коли в результаті її неповного гартування утворюється гетерогенна структура. Тоді під навантаженням виникають мікронапруження на міжфазних межах, викликані тим, що жорсткіша тростито-сорбітна фаза оточує пластичнішу перлітно-феритну. Через це остання руйнується крихітше, що підтверджує узгодження розмірів ділянок перлітно-феритної фази в структурі сталі (рис. 3, *b*).

Висновок. Встановлене вище падіння характеристик міцності й циклічної тріщиностійкості сталі КП-Т у різних зонах залізничних коліс порівняно з серійною сталлю КП-2 обумовлене зміною мікроструктури й мікромеханізму руйнування, що потрібно враховувати під час діагностування технічного стану та розрахунку довговічності коліс.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Гаврилюк А. Ф, Рябець Т. А. Состояние и анализ безопасности на железных дорогах Украины. Пути развития средств неразрушающего контроля // Неразрушающий контроль, – 2007. – №2. – С. 13–21.
2. Матвеев В. В. Увеличение ресурса вагонных колес наплавкой низкоуглеродистой легированной сталью после отжига поверхности катания // Матер. 8-ой Междунар научно-практ. конф.-выставки „Технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки“, 11–14 апреля 2006, Санкт-Петербург, Изд-во Политехн. ун-та, Часть 1. – С. 422–424.
3. Богданов В. М., Захаров С. М. Современные проблемы системы рельс–колесо // Железнодорожный транспорт. – 2004. – № 1, – С. 57–62.
4. Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пос. в 4-х т. / Под общ. ред. В. В. Панасюка. – К.: Наук. думка, 1988–1990. – Т. 4: Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов / О. Н. Романив, С. Я. Ярема, Г. Н. Никифорчин и др. – 1990. – 680 с.
5. Остап О. П, Андрійко І. М., Кулик В. В., Узлов І. Г., Бабаченко О. І. Втомна довговічність сталей залізничних коліс // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2007. – № 3 – С. 98–102.

Осипчук Б. П., Житков С. Б.

СТРУКТУРА И СОПРОТИВЛЕНИЕ РАЗРУШЕНИЮ СТАЛЕЙ В РАЗЛИЧНЫХ ЗОНАХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕС

Исследовано возникновение трещин в контакте “колесо-рельс” при эксплуатации колесных пар, изготовленных из двух сталей. Произведена проверка двух образцов с дефектами на установке с последующим определением недостатков и преимуществ, разработаны рекомендации по их устранению в процессе работы.

ПОШУК МОЖЛИВОСТЕЙ РЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ В УМОВАХ ЛЬВІВСЬКОЇ ЗАЛІЗНИЦІ

Подано дані розрахунку експлуатаційних випробовувань накладок струмоприймачів електровозів постійного струму за уточненою методикою з врахуванням особливостей їх монтажу та відмінностей виготовлення.

Як відомо [1], контактні електропровідні матеріали повинні володіти високими: електро- та теплопровідністю; твердістю та механічною міцністю; температурами рекристалізації, плавлення та кипіння; теплоємністю. Вони повинні мати також низький коефіцієнт тертя, простий тип кристалічної ґратки, хорошу здатність до механічної обробки, а також не бути дефіцитними і високої вартості. Матеріали, які відповідають усім цим вимогам, поки що в практиці ще не знайдені, оскільки фізичні властивості металів та сплавів взаємопов'язані, тобто з покращенням однієї властивості контактного матеріалу погіршується інша. Тому пошуки необхідного електроконтактного матеріалу здійснювали виходячи з таких вимог. По-перше, він повинен бути матеріалом вітчизняного виробництва, щоб виключити його закупівлю локомотивними депо за валюту. По-друге, щоб він був менш зносостійким, ніж мідь для контактного проводу. По-третє він повинен бути матеріалом невисокої вартості.

Останнім часом для залізниць України різними виробниками пропонується широкий асортимент виробів для використання їх на електрорухомому складі (ЕРС) у якості контактних матеріалів. Це і контакти силових та низьковольтних апаратів, напайки на них, а також накладки на полози струмоприймачів електровозів та електропоїздів.

Для оцінки їх придатності щодо використання на електрорухомому складі залізничного транспорту необхідно проводити випробування. Спочатку це лабораторні дослідження, визначення відповідності їх до технічних умов, за якими вони були виготовлені, та інших нормативних документів. Іноді трапляється на практиці, що не всі виробники мають досвід роботи з Правилами технічного обслуговування та поточних ремонтів електровозів [2]. Так, наприклад, виробники можуть ставити свої граничні параметри експлуатації виробу (бракувальні розміри), що суттєво відрізняються від нормованих для визначених елементів у Правилах ремонту. Зокрема, при експлуатації контактних пластин на електровозах постійного струму, згідно до «Правил технічного обслуговування та поточних ремонтів електровозів постійного струму серії ВЛ8, 10, 11» ЦТ-0037 зазначено, що граничний знос накладок настає при досягненні висоти 2,5 мм. Але, наприклад, при випробуванні дослідних накладок ПКД-4 виробництва ТОВ «Інтер-Контакт-Пріор», м. Київ, в ТУ У 31.2- 20573531- 002:2007 зазначено, що демонтують з полозів струмоприймача електровоза накладки, з граничним зносом 2 мм. Тому при дослідних випробуваннях контактних елементів слід звертати особливу увагу на граничні параметри, щоб в експлуатації не трапився інцидент, що загрожує безпеці руху.

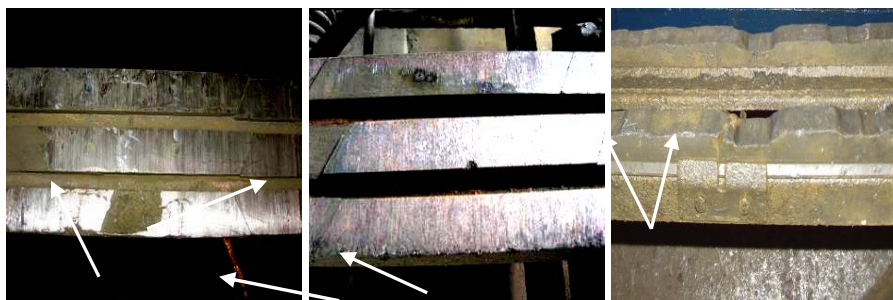


Рис. 1. Місцевий знос на полозах струмоприймачів електровозів.

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

При розрахунках параметрів зносу контактних пластин електровозів постійного струму, виникають неузгодженості з виробниками. Згідно погодженої ЦТ, ЦЕ «Програми та методики проведення експлуатаційних випробовувань контактних пластин струмоприймачів ЕРС залізничного транспорту», вимірювання зносу необхідно проводити через визначені інтервали по ширині полоза. Але, у багатьох випадках (рис.1), місцеві зноси, підгоряння пластини, що призводить до електроерозійного зносу, невеликі початкові пропили, або ж хвилеподібний знос пластин, вимагають здійснення замірів саме у "критичних" точках, що суперечить думці виробників, оскільки товщина самої накладки може становити ще 50...70% нового виробу.

Інтенсивність зносу контактних пластин (накладок) та вугільних вставок визначають за їхнім питомим зносом (у міліметрах) зменшення висоти на 10 тис. км. пробігу струмоприймача, а також по датах початку та закінчення пробігу хоча б однієї вставки чи накладки. Суперечки можуть виникати при неузгодженості постановки електровозів на ТО, чи плановий вид ремонту, оскільки специфіка роботи локомотивів (пасажирський, згідно графіку; штовхач по змінах; чи вантажний, що працює на різних відділеннях залізниці з різними поїздами) не дозволяє їм прибувати в основне депо точно через 5 чи 10 тис. км.

Річну програму ремонту електрорухомого складу визначають із урахуванням інвентарного парку та міжремонтного строку, установленого для кожного виду ремонту за Наказом №093-ЦЗ від 30.06.2010 р. Тому терміни постановки електрорухомого складу для виконання замірів і відсоток відхилення від них, повинні бути узгодженими виробниками заздалегідь певними депо, залежно від типу та серії рухомого складу, на якому виконуються дослідження.

Дослідження надійності контактних пластин (накладок) струмоприймачів електровозів постійного струму в умовах локомотивних депо Львів-Захід та Мукачево Львівської залізниці проводяться фахівцями Львівської філії Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна згідно вказівки ЦТ № 10/66 від 19.03.2009.

Мета роботи - підвищення експлуатаційної надійності струмоприймачів електрорухомого складу залізниць шляхом підвищення зносостійкості контактних елементів.

Об'єкт досліджень - процеси зношування контактних пластин струмоприймачів електровозів постійного струму.

Виконано детальні експериментальні дослідження зносостійкості контактного з'єднання. За результатами дослідних поїздок і виконаних замірів нами проведено математичні розрахунки чисельної оцінки надійності контактних пластин струмоприймачів електровозів постійного струму за критерієм зношування в експлуатації.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішувалися такі основні задачі: аналіз особливостей роботи і видів пошкоджень струмоприймачів; попередній вибір матеріалів для накладок струмоприймачів і дослідження їх технологічних характеристик; експериментальні, в умовах реальної експлуатації електровозів, дослідження процесу зношення накладок із різних матеріалів; чисельна порівняльна оцінка технологічної та експлуатаційної стабільностей, а також показників параметричної надійності накладок із різних матеріалів; розробка методик і чисельна порівняльна оцінка показників параметричної надійності накладок із різних матеріалів за критерієм їх зносу; порівняльний техніко-економічний аналіз працездатності різних матеріалів в якості накладок струмоприймачів; розробка технологічної інструкції по заміні міднографітовими накладками із найбільш надійного матеріалу.

Таблиця 1 – Розташування полозів з дослідними накладками на електровозах.

Серія, та № електровоза	Секція А (кузов 1)	Номера полозів	Секція Б (кузов 2)	Номера полозів
ВЛ 11м - 048	ПКД-4-1	1-1, 1-2	МГ-487	4-2, 4-1
ВЛ 11м - 056	БрЗГ - 1	3-1, 3-2	ПКД-4-2	2-2, 2-1
ВЛ 11м - 083	МГ-487	4-3, 4-4	БрЗГ - 1	3-4, 3-3
ВЛ 10 - 1474	МГ-487	4-5, 4-6	ПКД-4-1	1-4, 1-3
ВЛ 10 - 1486	ПКД-4-2	2-3, 2-4	МГ-487	4-8, 4-7

Засобами математичної статистики розраховано середній знос пластин в мм/10⁴ км, інтенсивність зносу, ресурс кожного виду пластин, а також дана характеристика зносу пластин в залежності від характеру роботи електровоза. Визначено імовірність безвідмовної роботи за критерієм товщини контактних пластин при різних умовах роботи електровозів для різних матеріалів, а також отримано γ- відсотковий ресурс пластин.

Для накладок струмоприймачів під час порівняльних випробовувань вибрані матеріали:

- №1- пластина контактна на мідній основі для струмоприймачів електровозів постійного струму ПКД-4-1 ТУ У, ТОВ «Інтер-Контакт-Пріор»;
- №2- пластина контактна на мідній основі для струмоприймачів електровозів постійного струму ПКД-4-2 ТУ У, ТОВ «Інтер-Контакт-Пріор»;
- №3-пластина контактна металокерамічна для струмоприймача електровозів постійного струму МГ-487 АТ «Електрокарбон», Словачія;
- №4- пластина контактна для струмоприймача електровозів постійного струму БрЗГ.

Таблиця 2 – Інтенсивність зносу дослідних накладок.

Матеріал накладки	Номер полоза	Електровоз серія і №	Пробіг, км	Інтенсивність зносу мм/10 ⁴ км			
				по лижі	середня частина	на електровозі	по матеріалу
ПКД-1	№ 1-1	ВЛ11-048	26900	0,527	0,582	0,58	0,66
	№ 1-2	ВЛ11-048	26900	0,56	0,636		
	№ 1-3	ВЛ10-1474	37209	0,788	0,838	0,74	
	№ 1-4	ВЛ10-1474	37209	0,627	0,701		
ПКД-2	№ 2-2	ВЛ11-056	25012	0,63	0,713	0,66	0,66
	№ 2-1	ВЛ11-056	25012	0,625	0,673		
	№ 2-3	ВЛ10-1486	40658	0,656	0,701	0,67	
	№ 2-4	ВЛ10-1486	40658	0,629	0,685		
БрЗГ	№ 3-1	ВЛ11-056	25012	0,406	0,502	0,48	0,46
	№ 3-2	ВЛ11-056	25012	0,498	0,524		
	№ 3-3	ВЛ11-083	26619	0,379	0,447	0,44	
	№ 3-4	ВЛ11-083	26619	0,439	0,505		
МГ-487	№ 4-1	ВЛ11-048	26900	1,303	1,416	1,21	1,10
	№ 4-2	ВЛ11-048	26900	1,036	1,087		
	№ 4-4	ВЛ11-083	26619	1,087	1,186	1,07	
	№ 4-3	ВЛ11-083	26619	0,96	1,033		
	№ 4-5	ВЛ10-1474	37209	0,919	0,954	0,92	
	№ 4-6	ВЛ10-1474	37209	0,882	0,925		
	№ 4-7	ВЛ10-1486	40658	1,303	1,416	1,21	
	№ 4-8	ВЛ10-1486	40658	1,036	1,087		

Нами експериментально доведено, що існує пряма залежність між товщиною накладки і місцем її монтажу. Зокрема, у середній частині полоза частіше зустрічаються ознаки суто механічного зносу, а крайні накладки зазнають електроерозійного зношування, іноді навіть з пошкодженням каркасу полоза. Значні іскрові розряди, що виникають при проходженні ковзним контактом секційних ізоляторів контактної мережі, місць стикування контактного проводу, за рахунок перенесення міді створюють сприятливі умови для початку задирів і пропилів на контактних пластинах.

Нами пропонується розраховувати знос контактних пластин для двох випадків: перший – для прогнозування виходу з ладу кожного полоза (за інтенсивністю зносу середньої частини), а другий – кінцевий – для розрахунку ресурсу роботи обох полозів струмоприймача. Як приклад, можна навести дані експлуатації електровозів та прослідкувати на графіках

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

Інтенсивність зносу накладок (0,38...1,4 мм на 10 тис.км пробігу) різна через наявність великої кількості кривих на Карпатському перевалі та струмове навантаження в залежності від роду роботи електровозів, що найбільш було помітно на струмоприймачах електровоза ВЛ 11м – 048, який майже місяць працював у режимі "штовхача" на ділянці Сколе - Лавочне.

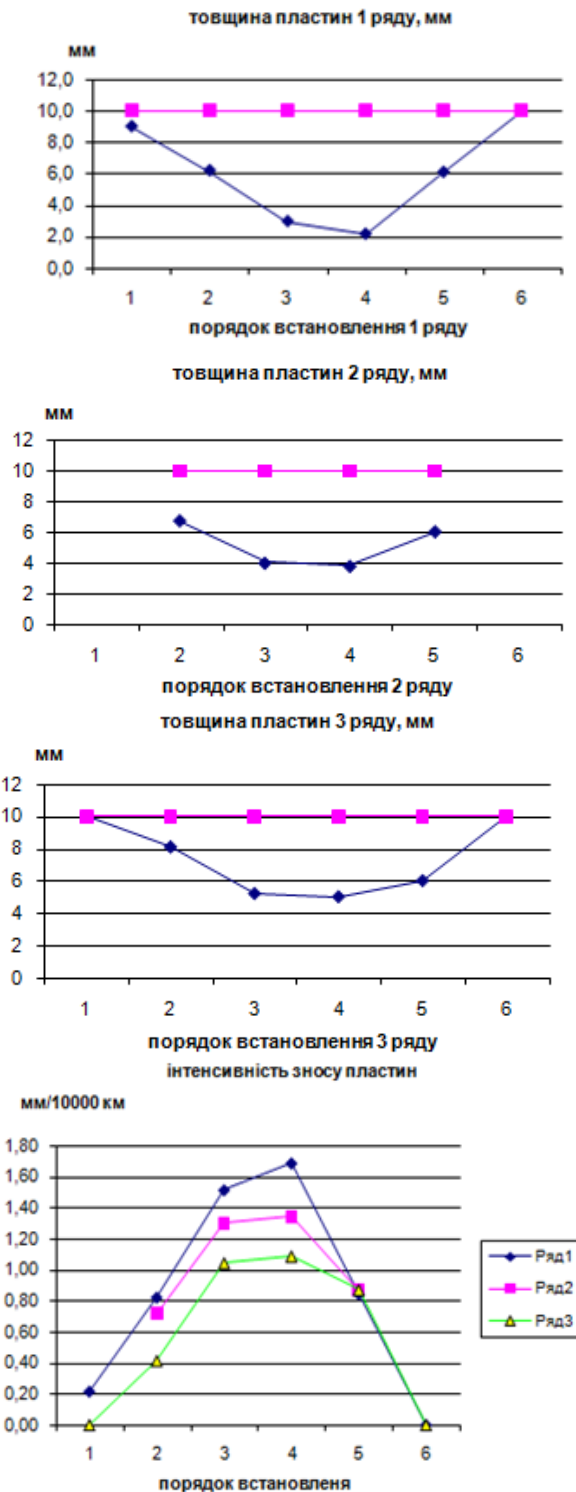


Рисунок 3 – Знос контактних пластин ПКД-1.
Електровоз ВЛ 11м- 048, секція А.
Пробіг пластин полозу 68191 км

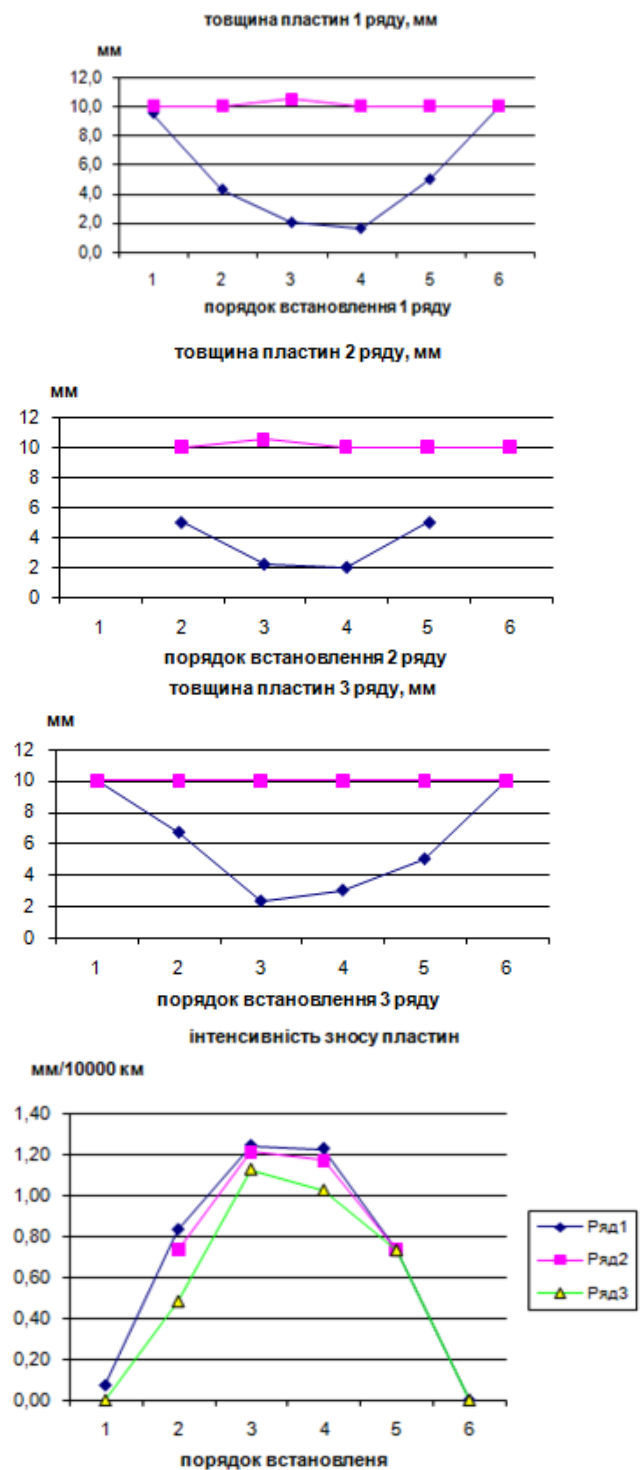


Рисунок 4 – Знос контактних пластин МГ-487.
Електровоз ВЛ 11м- 048, секція А.
Пробіг пластин полозу 46182 км

Останнім часом з'явилась можливість частково оновити локомотивний парк Львівської залізниці російськими електровозами постійного струму серій 2ЕС6 та 2ЕС10 що є представниками рухомого складу третього покоління, виробництва ВАТ "Уральський завод залізничного машинобудування".

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

Нажаль, на новому російському рухомому складі, з сучасним електричним обладнанням, використовуються елементи, що мають гірші експлуатаційні показники, ніж у тих, що експлуатуються, або пройшли випробування на електровозах ВЛ10 та ВЛ11м. Під час випробувань на полозах струмоприймачів АТ2400 електровозів 2ЕС6 і ТА-1-СТМ-140 електровозів 2ЕС10 були змонтовані металокерамічні накладки типу ВЖЗп, експлуатація яких на Львівській залізниці заборонена.

Для забезпечення пропонованих виробниками електровозів постійного струму серій 2ЕС6 та 2ЕС10 міжремонтних пробігів в умовах Львівської залізниці пропонується використовувати на струмоприймачах електровозів контактні пластини марок ПКД, або БрЗГ, які мають вищі (у 1,6...2,4 рази) експлуатаційні показники ніж у пластин ВЖЗп.

При проведенні експлуатаційних випробувань електровозів 2ЕС6 та 2ЕС10 в умовах Карпатського перевалу у період з 22.02.2012 р. по 24.03.2012 р., засобами математичної статистики розраховано середній знос пластин в мм/104 км, інтенсивність зносу, ресурс пластин, а також дана характеристика зносу пластин в залежності від характеру роботи електровоза. При цьому, встановлено, що ресурс пластин ВЖЗп не перевищить 35...40 тис.км.

Основна причина зносу – електроерозія внаслідок високих струмів, як в режимі тяги, так і в режимі рекуперативного гальмування.

Для забезпечення пропонованих виробниками електровозів постійного струму серій 2ЕС6 та 2ЕС10 міжремонтних пробігів в умовах Львівської залізниці пропонується використовувати на струмоприймачах електровозів контактні пластини марок ПКД, або БрЗГ, які мають вищі (у 1,6...2,4 рази) експлуатаційні показники ніж у пластин ВЖЗп.

Для застосування ефективного рекуперативного гальмування на зазначених перегонах необхідно встановити додаткові інверторні агрегати на найближчих до них тягових підстанціях.

Для збільшення напруги на тягових підстанціях на зазначених перегонах необхідно здійснити підсилення в контактній мережі додатковим підсилюючим проводом А-185 мм².

Необхідно врахувати зауваження і пропозиції усіх служб Львівської залізниці, що були задіяні при випробуваннях.

Висновки: У даній роботі було виконано дослідження з метою вирішення актуальної на даний час проблеми підвищення експлуатаційної надійності струмоприймачів електрорухомого складу, в результаті дослідження встановлено уточнено розрахунки надійності за параметрами масо-габаритного зносу, що дозволяє спрогнозувати відмову вузлів рухомого складу, зокрема пробіг накладок струмоприймача до бракувального розміру згідно Правил ремонту. Оскільки знос у середній частині полоза суттєвіший за загальну вибірку накладок, рекомендуємо Укрзалізниці застосовувати уточнену нами методику. У результаті досліджень розроблено рекомендації, які знайшли подальше використання в наукових роботах кафедри ЕРС ДПТУ і служби локомотивного господарства Львівської залізниці.

ЛІТЕРАТУРА

1. Усов В. В. Металловедение электрических контактов. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963.-208с
2. ЦТ-0037 Правила технічного обслуговування і поточних ремонтів електровозів постійного струму. Київ, 2002.
3. Колесов С.М. Матеріали та взаємодія контактної підвіски і струмоприймача / С.М. Колесов, І.С. Колесов. – Д.:Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2006. – 284 с.

Конопада П.В., Павлів В.В.

ПОИСК ВОЗМОЖНОСТЕЙ РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА В УСЛОВИЯХ ЛЬВОВСКОЙ ЖЕЛЕЗНОЙ ДОРОГИ

Приведены данные расчёта эксплуатационных испытаний накладок токоприёмников электровозов постоянного тока по уточнённой методике с учётом особенностей их установки и отличия изготовления.

АНАЛІЗ ПІДХОДІВ ДО МОДЕЛЮВАННЯ ДОВГОТРИВАЛОГО ЗНЕМІЦНЕННЯ ВУЗЛІВ ТЕРТЯ В ЗАЛІЗНИЧНИХ КОНСТРУКЦІЯХ

Проведений аналіз сучасних фізичних уявлень, що використовуються при моделюванні явищ фрикційної взаємодії тіл. На основі проведеного аналізу запропонований модельний опис, що дозволяє враховувати вплив конструктивних факторів на довговічність трибосистем.

У процесі експлуатації деталі трибосистем працюють у хімічно активних середовищах і піддаються значному механічному й тепловому впливу, що спричиняє розвиток у зоні контакту різноманітних фізико-хімічних явищ.

Аналіз науково-технічних джерел показує, що вузли тертя на 80–90% визначають ефективність роботи рухомого складу залізниць, а втрати на зношування в системі колесо–рейка складають від 10 до 30 % енергетичних ресурсів, що витрачаються на тягу поїздів [1, 2]. При цьому знеміцнення і зношування контактуючих тертьових елементів і фрикційних вузлів – є основним видом відмов при експлуатації рухомого складу.

Найбільш простий та економічно обґрунтований шлях розв’язання цієї проблеми – це розробки нових технологічних рішень на основі аналізу експлуатаційних та конструктивних факторів, що мають вплив на параметри працездатності фрикційних систем [1, 3–6].

Розвиток трибології та вивчення адгезійно-деформаційних факторів пов’язаний із дослідженням властивостей фрикційного контакту твердих тіл під час навантажень. Однією із найбільш фундаментальних властивостей фрикційної взаємодії є дискретність контакту [7-10].

Фактична площа контакту тіл зазвичай мала та складає від 0,1 до 10% номінальної площі контакту (рис. 1). Розмір плям контакту при тертьовій взаємодії металевих поверхонь знаходиться в межах від 3 до 50 мкм [1, 8].

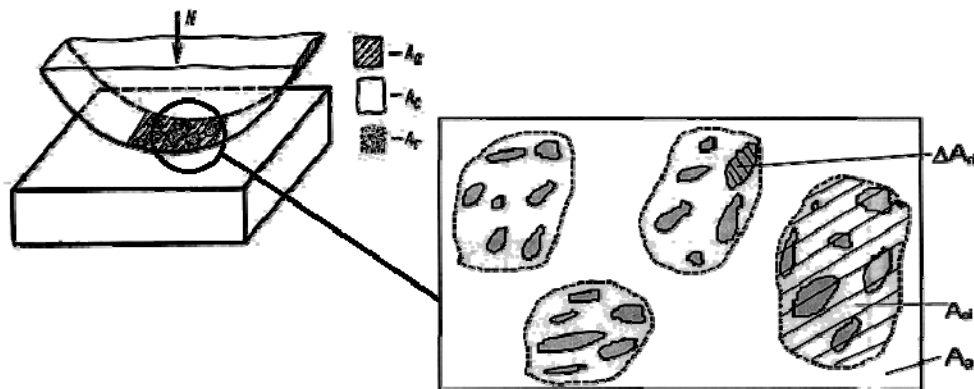


Рис. 1 – Схема контакту: A_a – номінальна площа контакту; A_c – контурна площа; A_r – фактична площа одиничного контакту; N – навантаження

Пояснення явище дискретності контакту фрикційного контакту полягає в наступному. Оскільки геометрія поверхонь твердих тіл не є ідеально гладкою, контакт до певного тиску проходить не по всій поверхні, а лише в особливих ділянках – плямах контакту.

Сумарна площа цих ділянок є фактичною площею контакту, яка складає незначну частину номінальної, і залежить як від параметрів геометрії (шорсткості) поверхонь, так і умов навантаження.

Структуру поверхневого шару контактуючих систем можна умовно подати як сукупність чотирьох шарів (рис. 2):

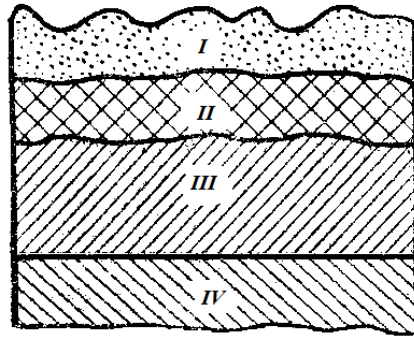


Рис.2 – Структура поверхневого шару контактуючих систем

- I – приповерхнева зона товщиною порядку 1–10 мкм містить абсорбовані з навколишнього середовища молекули і атоми органічних і неорганічних речовин;
- II – зона товщиною порядку 10–3 мм являє собою продукт хімічної взаємодії металу з навколишнім середовищем (найчастіше з киснем);
- III – зона товщиною в декілька міжатомних віддалей має кристалічну структуру, яка відмінна від основного металу;
- IV – зона товщиною порядку 0.1 – 1 мм має змінений фазовий і хімічний склад під впливом фізико-хімічних процесів, що обумовлено технологією виготовлення.

Висока інтенсивність силових навантажень в областях плям контакту може приводити до адгезійної (молекулярної) взаємодії поверхонь і утворення «містків зварювання» двох тіл. Міцність новоутвореного типу зв'язку може бути достатньою для виривання фрагментів матеріалу тіл, і як результат зміну профілю їх поверхонь та погіршення експлуатаційних властивостей трибосистем.

Навантаження в зоні контактної взаємодії можуть викликати як пружні, так і пластичні деформації [12].

Якщо пластичні деформації призводять до зміни профілю поверхонь, сприяють адгезійному схоплюванню та зношуванню тіл, то пружна контактна взаємодія найчастіше призводить до збереження тіл контакту і характеризується мінімумом зношування.

Оцінку зношування при переважаючій деформаційній взаємодії тіл найчастіше пов'язують з механічними інваріантами поверхонь [1]:

$$I = f(\Phi_a, \Phi_m, \Phi_y, \Phi_{\text{ш}}), \quad (1)$$

де $\Phi_a = \frac{p}{HB}$ – інваріанти, що характеризують стан контакту та площу фактичного дотику тіл

(p – нормальний контактний тиск; HB – твердість матеріалу); $\Phi_m = \frac{h}{\chi}$ – інваріант, що

характеризує відносну товщину матеріалу змащення в контакті (h – товщина шару змащення,

$\chi = R_a = \left(R_{a1}^2 + R_{a2}^2\right)^{1/2}$, R_{a1} , R_{a2} – середньостатистичні відхилення шорсткостей); $\Phi_y = \frac{\xi \cdot p}{\sigma - 1}$ –

інваріант, що використовується для характеристики втомної міцності поверхонь тертя (ξ – коефіцієнт, що залежить від коефіцієнту тертя f і напруженого стану в контакті; $\sigma - 1$ – межа втоми матеріалу в даних умовах роботи); $\Phi_{\text{ш}}$ – інваріант, що характеризує шорсткість поверхонь тертя.

Силу тертя, що виникає під час контактних навантажень, приймають як адитивну величину, яка дорівнює [6]:

$$F = \sum_{i=1}^{n_r} F_i, \quad (2)$$

де F_i – сила тертя, що виникає в зоні i -ї мікронерівності; n_r – число мікронерівностей, що контактують.

При цьому F_i має дві складових:

$$F_i = F_{\partial i} + F_{mi}, \quad (3)$$

де $F_{\partial i}$ – деформаційна складова тертя; F_{mi} – молекулярна складова контактної взаємодії.

Теплофізична складова, особливо для гальмівних систем рухомого складу, є обов'язковою для врахування, оскільки саме під час процесу гальмування до 95% механічної енергії переходить у теплову. Температури, що виникають під час фрикційного контакту, наближаються за значенням до температури плавлення сталі і можуть викликати структурні і фазові перетворення поверхні матеріалу. Зокрема можливе пошкодження кола катання колісної пари, що супроводжується наваром – зсув металу на поверхні обода колеса.

Також великий вплив припадає на зміну технічного стану двигунів, що надає їм зношування робочих поверхонь гільз циліндрів і поршневих кілець.

Зношування гільз циліндрів і поршневих кілець залежить не тільки від швидкісних режимів навантажень двигуна, але і від температурного режиму двигуна, а також наявність в повітрі пилу (абразиву) і вологи.

При високих температурах охолоджуючої рідини, зношування гільз циліндрів збільшується (рис. 3) унаслідок зменшення в'язкості масла. З пониженням температури в'язкість масла збільшується, але одночасно з цим збільшується в 4 – 5 разів зношення.

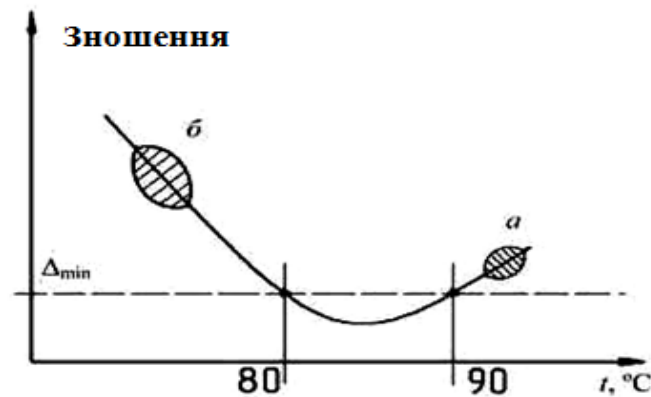


Рис. 3 – Вплив температури охолоджуючої рідини на зношування циліндрів двигуна

Подальший розвиток аналізу впливу деформаційної та теплової фрикційних складових на параметри довговічності трибосистем як з модельної так і технологічної точки зору, на думку автора, можливий з врахуванням явища зміни властивостей матеріалів контактуючих пар в часі.

Одним із підходів до його врахування є додаткове введення змінної, що описує деградацію матеріалу під дією зовнішнього навантаження – пошкоджуваності [9].

Явище зношування пропонується моделювати як накопичення пошкоджень в матеріалі у вигляді монотонно диференційованого процесу:

$$I^i = \int_0^t \int_{V(\tau)} F^i(W_\tau^i \geq a^i(\tau)) dV d\tau, \quad (4)$$

де $F^i(\dots)$ – індикаторна функція, що характеризує процеси довготривалого знеміцнення; W_τ^i – функція, що описує ймовірнісні процеси фізично трактується як міра енергетичного насичення матеріалу; $a^i(\tau)$ – міцнісні властивості матеріалу в момент часу τ ; $V(\tau)$ – об'єм тіла в момент τ ; i – номер тіла ($i = 1, 2$).

Дослідження параметрів довговічності приповерхневих шарів всього вузла тертя можна подати у вигляді:

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

$$I_0(t) = \alpha_1 I^1(t) + \alpha_2 I^2(t), \quad (5)$$

де α_i – коефіцієнт важливості складової (елемента) вузла тертя ($\alpha_i \geq 0$).

Варіаційна постановка задачі полягає встановлення таких міцнісних властивостей матеріалу в початковий момент часу $a^i(\tau_0)$, $i = 1; 2$, які задовільняють умові $I_0(t) \rightarrow 0$ при $t \rightarrow \infty$.

Висновки:

Проведений огляд впливу адгезійно–деформаційних та теплофізичних факторів дозволяє відзначити наступні напрямки і шляхи управління довговічністю вузлів тертя:

1. зменшення ролі адгезійної складової під час контактних навантажень;
2. керування профілем поверхні з метою досягнення переважно пружних фрикційних зв'язків;
3. забезпечення таких механічних властивостей приповерхневих шарів, які підвищують параметри їх контактної втоми;
4. на основі модельного опису визначення меж зміни керівних параметрів трибосистем з метою експлуатаційного підтримання таких корегуючих процесів під час роботи вузлів тертя, що здатні забезпечувати заданий рівень утворення і заліковування дефектів.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Дроздов Ю.Н. Прикладная трибология (трение, износ смазка)/ Дроздов Ю.Н., Юдин Е.Г., Белов А.И.; под ред. Ю.Н. Дроздова – М.: «Эко–пресс», 2010. – 604 с.
2. Мудраченко С.В. Движение поездов без опасности/ Мудраченко С.В., Родионов А.В., Родионов Р.А. – М.: Ариель, 2006. – 224 с.
3. Матвеев В.В. Восстановление железнодорожных колес наплавкой. – К.: ИЭС им. Е.О. Патона НАН Украины, 2007. – 152 с.
4. Ляшенко Б.А. Оптимизация технологии нанесения покрытий по критериям прочности и износостойкости. – К.: ИПП, 2010. – 193 с.
5. Дефекти залізничних коліс: [монографія]/ І.О. Вакуленко, В.Г. Анофрієв, М.А. Грищенко, О.М. Перков. – Дніпропетровськ: Вид-во Маковецький, 2009. – 112 с.
6. Кузин Н.О. Управление контактной прочностью материалов узлов трения подвижного состава с использованием математических и компьютерных моделей// Залізничний транспорт України. – 2011. – № 2. – с. 55 – 60.
7. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2–х кн./ Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Книга 1, 1978, 400 с.
8. Трибология: Исследование и приложение: опыт США и стран СНГ; под ред. Белого В.А., Лудеми К., Мишкина Н.К. – М.: Машиностроение; Нью-Йорк: Аллертон Пресс, 1993. – 454 с.
9. Математичні моделі механіки та методи розрахунку і оптимізації параметрів структури контактуючих металічних систем з підвищеною зносостійкістю / Кузін М.О./ автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук – Київ–2009 рік.–24 с.
10. Горячева И.Г. Механика фрикционного контактного взаимодействия. – М.: Наука, 2006. – 478 с.
11. Забезпечення технічних і тактико-технічних характеристик високонадійних форсованих двигунів та військової техніки / Ткачук М.А. Кравченко С.О. Бруль С.Т. Подчерняєва І.О. Д'яченко С.С. / Претенденти на здобуття Державної премії України в галузі науки і техніки за 2011 рік. – Харків – 2011.
12. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ/ И.В. Крагельский, М.Н. Добичин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

Довганюк М. Ю.

АНАЛИЗ ПОДХОДОВ К МОДЕЛИРОВАНИЮ ДОЛГОВРЕМЕННОГО РАЗУПРОЧ-НЕНИЯ УЗЛОВ ТРЕНИЯ В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ

Проведен анализ современных физических представлений, которые используются при моделировании явлений фрикционного взаимодействия тел. На основе проведенного анализа предложено модельное описание, которое позволяет учитывать влияние конструктивных факторов на долговечность трибосистем.

ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВСТАНОВЛЕННЯ ВАНТАЖНИХ ЗАЛІЗНИЧНИХ ТАРИФІВ У МІЖНАРОДНОМУ СПОЛУЧЕННІ

У роботі виконані дослідження встановлення залізничних тарифів за транзитні перевезення у країнах СНД та Балтії

Україна має один з найвищих коефіцієнтів транзитності в світі так, як знаходиться на перетині основних напрямів транзитних вантажів з Європи до країн Близького, Середнього і Далекого сходу та Південно-Східної Азії. Рентабельність транзитних перевезень традиційно вища експортно-імпортних поставок в 1,5-2 рази і внутрішніх - у три рази. При цьому при виконанні транзитних перевезень українські залізниці надають тільки послуги інфраструктури та локомотивної тяги і не виникає проблем із забезпеченням вагонами і завантаженням. Незважаючи на сприятливі умови транзитного потенціалу спостерігається значний спад транзитних перевезень на території Укрзалізниці (рис.1).

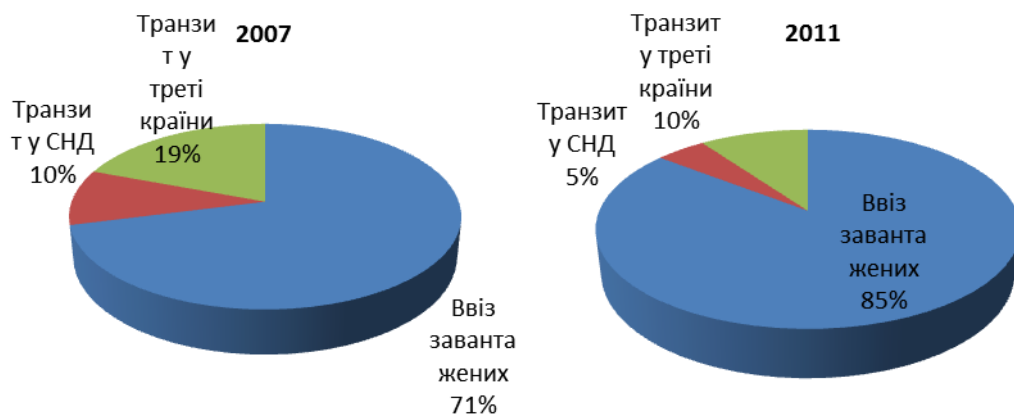


Рис.1 Динаміка зміни кількості транзитних перевезень

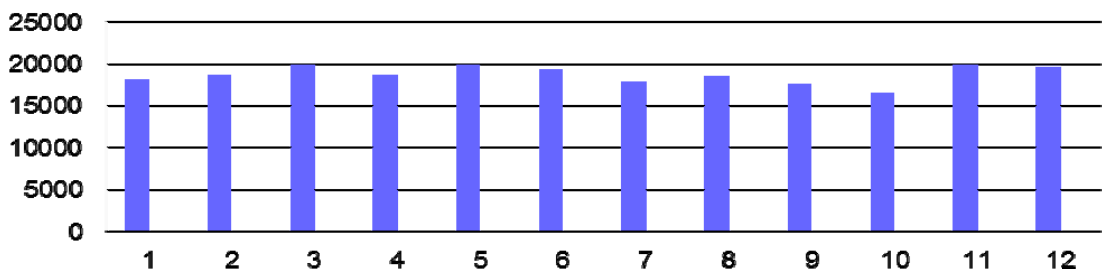
На сьогодні ринок вантажних залізничних перевезень в Україні знаходиться виключно в монопольному стані. У той же час, проблема старіння парку вантажних вагонів і відсутності коштів на його оновлення на початку 2000-х років була вирішена за рахунок формування ринку послуг приватних операторів вантажних вагонів. У результаті розділення парку вантажних вагонів відбулися суттєві зміни в організації перевізного процесу. Спостерігається збільшення обігу вагона та зменшення продуктивності вагонів приватного парку. Однією з причин є певна суперечливість економічних та експлуатаційних показників роботи вантажних вагонів і спрощення схем направлення вагонопотоків, а з іншої – відсутність у перевізника стимулу до покращення показників використання приватного рухомого складу. Залізнична транспортна система України виконує обслуговування вантажопотоків на частині логістичного ланцюга доставки вантажів і необхідно мати методи оцінки впливу різних заходів на рівень привабливості маршрутів для вантажовідправників.

Тому метою роботи є підвищення ефективності використання інфраструктури та локомотивів при виконанні встановлених Статутом строків доставки. Загалом, щоб збільшити конкурентоспроможність. З цією метою необхідно розглянути правила встановлення тарифів при перевезенні транзитних вантажів по залізницям країн СНД.

Основу транзитного вантажопотоку України в 2011 році становить нафта і нафтопродукти (33,3%), залізна і марганцева руда (21,8%), кам'яне вугілля (16%), хімічні і мінеральні добрива

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць" (10,4%), хімікати (5,7%) та чорні метали (4,6%). Основні транзитні вантажопотоки формуються в Російській Федерації (63,4%), Казахстані (19,7%) та Республіці Білорусь (6,2%).

Залізна і марганцева руди



Кам'яне вугілля

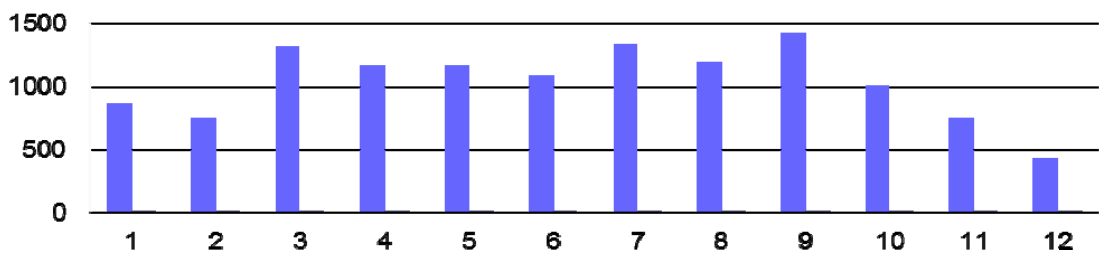


Рис. 2 Розподіл кількості вантажів у 2011 році

Для порівняння встановлення тарифів за перевезення транзитних вантажів було обрано масові вантажі – руда і вугілля при перевезенні по території України, Російської Федерація та Литви. Розрахунки виконані за допомогою програми Rail-тариф для повагонної групової і маршрутної відправки (рис.3).

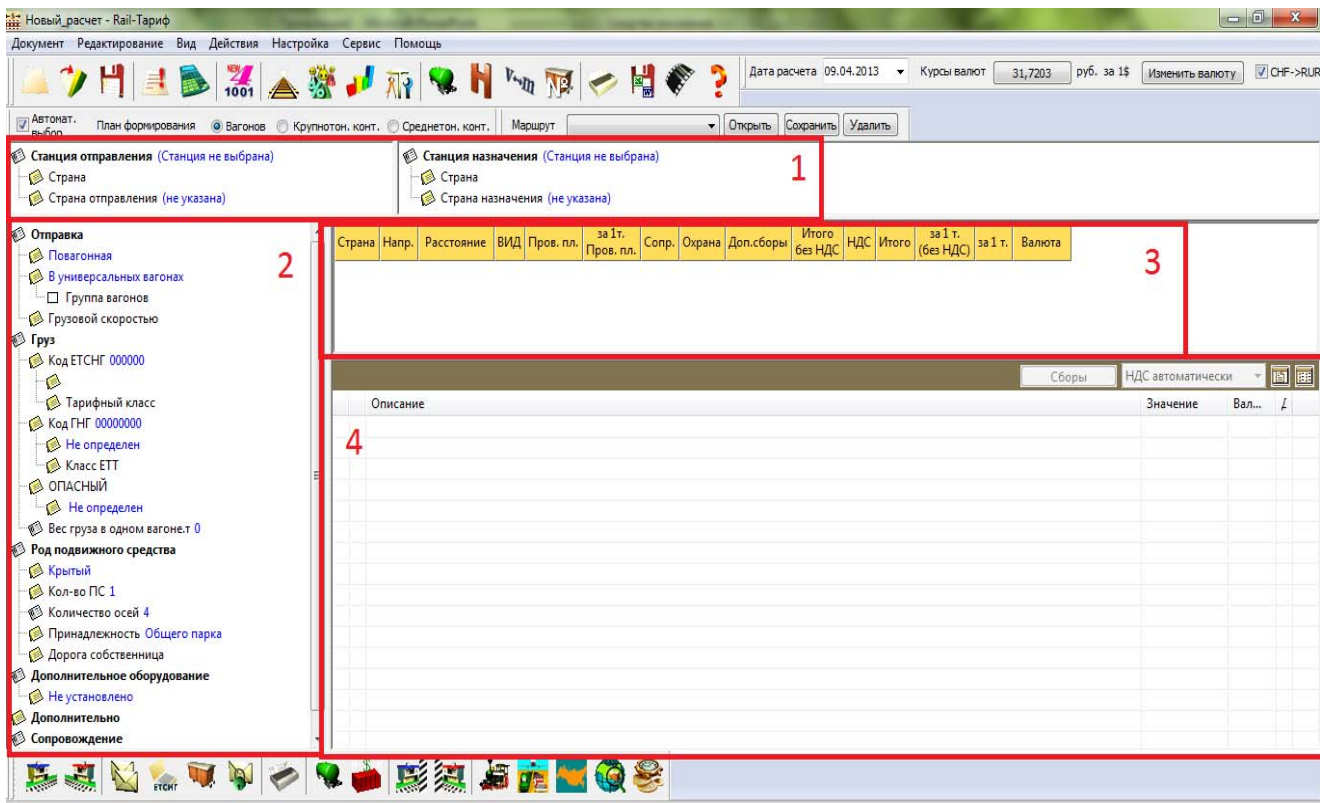


Рис. 3 Вікно програми Rail-тариф

Схеми визначення плати за перевезення транзитом через Україну та Росію наведено на рисунку 4.

Схема визначення плати за перевезення по УЗ

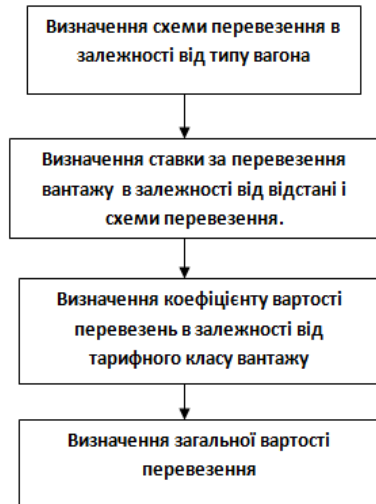


Схема визначення плати за перевезення по РЖД

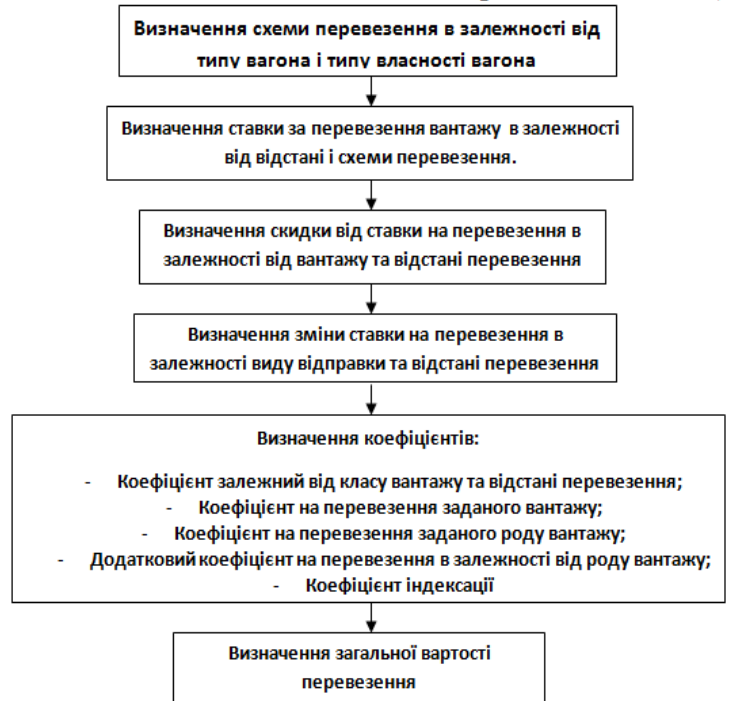


Рис. 4 Схеми визначення плати за перевезення транзитом через Україну та Росію

Розрахувавши показники вартості перевезень для України та Росії, всі дані зведено до таблиці (рис.5), в якій основними параметрами є: відстань перевезення, ставка на перевезення груповою та маршрутною відправками, коефіцієнт, який залежить від відстані, інші додаткові коефіцієнти, вартість повернення вагонів на станцію відправлення, загальна вартість перевезень, розмір економії при організації маршрутних перевезень.

Відстань перевезень	Ставка на групову відправку	Коефіцієнт який залежить від відстані	Ставка з урахуванням інших коефіцієнтів	Ставка на маршрутну відправку	Коефіцієнт який залежить від відстані	Ставка з урахуванням інших коефіцієнтів	Вартість повернення порожніх вагонів при груповій відправці	З урахуванням коефіцієнтів на повернення порожніх вагонів	Вартість повернення порожніх вагонів при маршрутній відправці	З урахуванням коефіцієнтів на повернення порожніх вагонів	Податок на додану вартість	Загальна вартість перевезення		Вартість послуг РЖД (Дол/т)		Економія при маршрутизації перевезень
												При груповій відправці	При маршрутній відправці	При груповій відправці	При маршрутній відправці	
100	3006,00	0,75	7273,36	2555,10	0,75	6182,36	149,00	1730,51	126,65	1470,93	0,18	10624,57	9030,88	5,01	4,26	0,75
101	3144,00	0,75	7607,27	2672,40	0,75	6466,18	173,00	2009,25	147,05	1707,86	0,18	11347,49	9645,36	5,35	4,55	0,80
120	3144,00	0,75	7607,27	2672,40	0,75	6466,18	173,00	2009,25	147,05	1707,86	0,18	11347,49	9645,36	5,35	4,55	0,80
121	3328,00	0,75	8052,48	2828,80	0,75	6844,61	204,00	2369,29	173,40	2013,89	0,18	12297,68	10453,03	5,80	4,93	0,87
140	3328,00	0,75	8052,48	2828,80	0,75	6844,61	204,00	2369,29	173,40	2013,89	0,18	12297,68	10453,03	5,80	4,93	0,87
141	3512,00	0,75	8497,69	2985,20	0,75	7223,03	236,00	2740,94	200,60	2329,80	0,18	13261,58	11272,34	6,25	5,31	0,94
160	3512,00	0,75	8497,69	2985,20	0,75	7223,03	236,00	2740,94	200,60	2329,80	0,18	13261,58	11272,34	6,25	5,31	0,94
161	3670,00	0,75	8879,98	3119,50	0,75	7547,99	263,00	3054,52	223,55	2596,34	0,18	14082,72	11970,31	6,64	5,64	1,00
180	3670,00	0,75	8879,98	3119,50	0,75	7547,99	263,00	3054,52	223,55	2596,34	0,18	14082,72	11970,31	6,64	5,64	1,00
181	3823,00	0,75	9250,19	3249,55	0,75	7862,66	289,00	3356,49	245,65	2853,02	0,18	14875,88	12644,49	7,01	5,96	1,05
200	3823,00	0,75	9250,19	3249,55	0,75	7862,66	289,00	3356,49	245,65	2853,02	0,18	14875,88	12644,49	7,01	5,96	1,05
201	3985,00	0,75	9642,16	3387,25	0,75	8195,84	317,00	3681,69	269,45	3129,43	0,18	15722,14	13363,82	7,41	6,30	1,11
220	3985,00	0,75	9642,16	3387,25	0,75	8195,84	317,00	3681,69	269,45	3129,43	0,18	15722,14	13363,82	7,41	6,30	1,11
221	4127,00	0,75	9985,75	3507,95	0,75	8487,89	341,00	3960,42	289,85	3366,36	0,18	16456,48	13988,01	7,76	6,60	1,16
240	4127,00	0,75	9985,75	3507,95	0,75	8487,89	341,00	3960,42	289,85	3366,36	0,18	16456,48	13988,01	7,76	6,60	1,16
260	4282,00	0,75	10360,79	3639,90	0,75	8806,67	367,00	4262,39	311,95	3623,03	0,18	17255,35	14667,05	8,14	6,92	1,22
280	4434,00	0,75	10728,57	3768,90	0,75	9119,28	393,00	4564,36	334,05	3879,71	0,18	18045,66	15338,81	8,51	7,23	1,28
300	4583,00	0,75	11089,09	3895,55	0,75	9425,73	419,00	4866,33	356,15	4136,38	0,18	18827,40	16003,29	8,88	7,55	1,33

Рис.5 Таблиця розрахунку вартості перевезень

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

Виявлено, що на формування тарифу при виконанні повагонних перевезень, впливає вид рухомого складу, відстань перевезення, клас вантажу, стан завантаження вагону.

У результаті дослідження побудована діаграма залежності вартості перевезення 1т-км вантажу в залежності від відстані (рис.6).

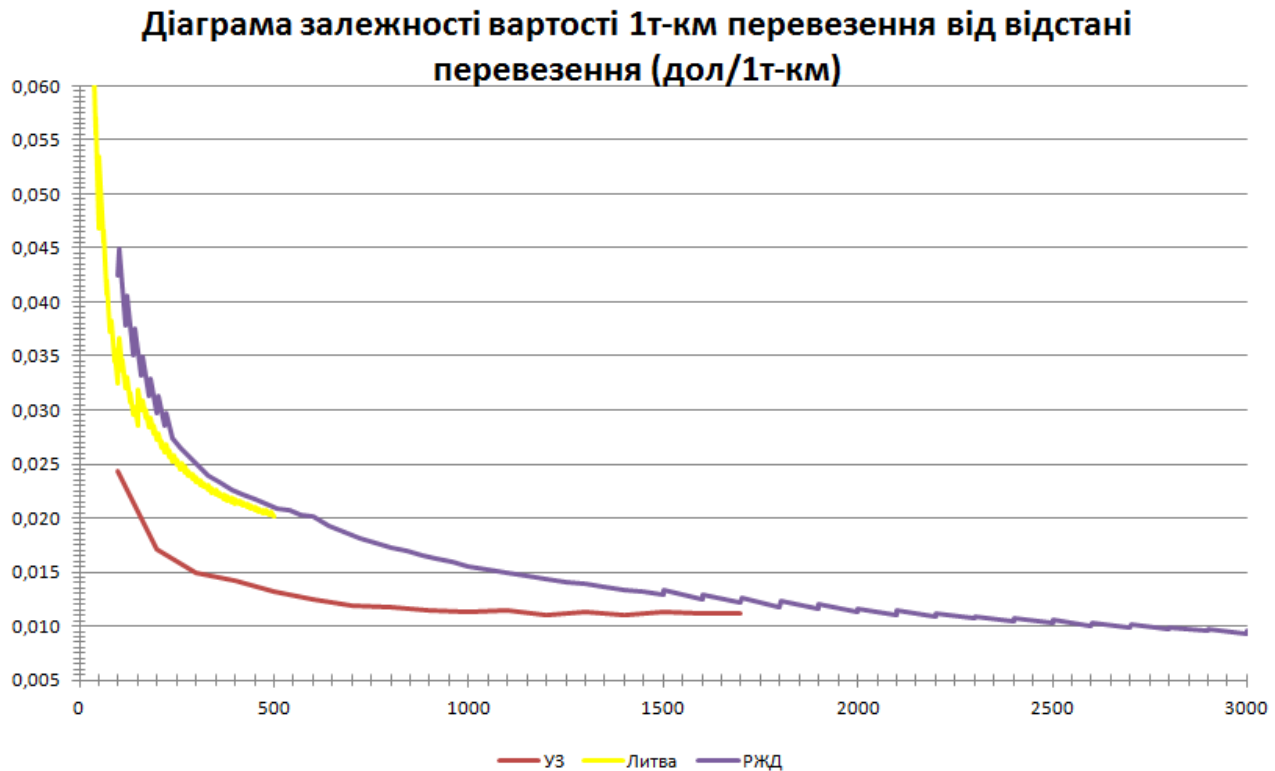


Рис. 6 Діаграма залежності вартості 1т-км. перевезення в залежності від відстані

Україні, як транзитній державі, необхідні зміни до тарифної політики при здійсненні транзитних перевезень, задля утримання та нарощування транзитних потоків, адже лише збільшення обсягів перевезень може забезпечити розвиток інфраструктури та якості роботи залізничного транспорту України. Тому в подальших дослідженнях необхідно визначити конкурентну область для українського напрямку перевезень.

ЛІТЕРАТУРА

1. Тарифное руководство ТКТ-LG. Утверждено решением правления АО «Литовские железные дороги».
2. «Прейскурант № 10-01». «Тарифы на перевозки грузов и услуги инфраструктуры, выполняемые российскими железными дорогами». «Тарифное руководство № 1». Утверждено Постановлением Федеральной энергетической комиссии Российской Федерации.
3. Тарифная политика железных дорог Украины на 2013 фрахтовый год.

Рыжий В.В.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ УСТАНОВКИ ГРУЗОВЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ТАРИФОВ В МЕЖДУНАРОДНОМ СООБЩЕНИИ

В работе выполнены исследования установления железнодорожных тарифов за транзитные перевозки в странах СНГ и Балтии

ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ БОКОВИХ РАМ ВАГОННИХ ВІЗКІВ МЕТОДОМ ЗМІЦНЕННЯ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ ІНСТРУМЕНТОМ З ГНУЧКИМИ РОБОЧИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

У статті наведено дослідження зміцнення поверхні матеріалу бокових рам вагонних візків методом обробки секційним інструментом з гнучкими робочими елементами та теоретично обґрунтовано ступінь поверхневого наклепу.

Бокові рами вагонного візка (рис. 1) у процесі тривалої експлуатації виходять з ладу внаслідок виникнення тріщин стомлення в найбільш напружених зонах. В першу чергу такі тріщини утворюються у внутрішніх кутах буксового і нижніх кутах ресорного проїомів. Суттєвий вплив на зниження стомленої міцності рам чинять поверхневі литтєві дефекти (шлакові включення, раковини, пори, мікротріщини тощо), які є концентраторами напружень.

З метою підвищення міцності деталей у Львівській філії ДНУЗТу на виробничій базі вагонного депо станції Клепарів (Львів. залізниця), науковці при тісній співпраці з активістами студентського науково-технічного товариства філії провели експериментальні дослідження з поверхневого пластичного деформування шляхом локального наклепу.

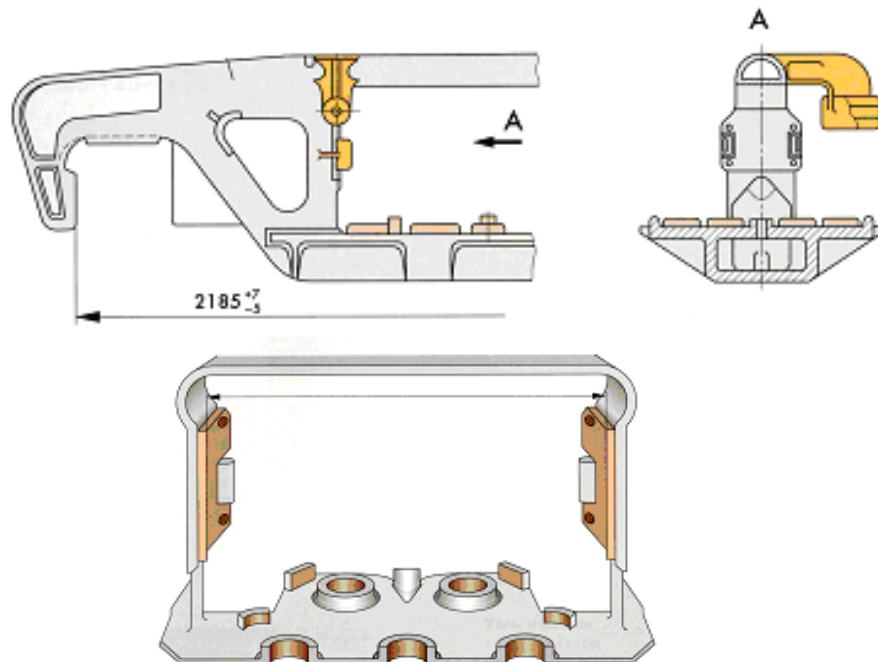


Рис. 1. Конструкція бокової рами вагонного візка та її поперечний переріз.

Зміцнюючий вплив наклепу обумовлений як підвищення характеристик міцності поверхневого шару металу, так і виникненням в цих шарах стискуючих внутрішніх залишкових напружень. При цьому загальному зміцнюючому ефекті у підвищенні рівня стомленосної міцності деталей з існуючими концентраторами напружень, домінуючий вплив мають залишкові стискуючі внутрішні напруження.

На ступінь зміцнення поверхневого шару основного металу виробу в процесі поверхневого зміцнення найсуттєвіший вплив чинять температурний та динамічний фактори, які призводять до виникнення пластичної деформації, що в свою чергу супроводжує утворення наклепу. Цьому явищу властиві: підвищення показників опору металу деформації (поверхнева твердість металу); зниження границь пластичної та ударної в'язкості; зростання границь

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць" текучості тощо. Крім того, явище наклепу сприяє зростанню межі втомленої міцності деталей, спричинених виникненням стискуючих внутрішніх залишкових напружень, тому встановлення оптимальних технологічних режимів для даного процесу, які сприяють зміцненню поверхневого шару, необхідно проводити на основі ґрунтовних теоретичних досліджень.

Відомо, що показник твердості матеріалу, за Бренелем, залежить від границь текучості σ_T ($HB = 3\sigma_T$), де зростання σ_T характеризується коефіцієнтом стиснення C_{CT} , значення якого встановлюється відношенням середнього тиску на площині контакту P_c до σ_T ($C_{CT} = P_c / \sigma_T$) згідно чого (з врахуванням відсотків пластичного відновлення металу), відомо [1]:

$$P_c = C_{CT} \cdot \sigma_T = (1 - 0,044) \cdot 3\sigma_T = 2,868 \cdot \sigma_T \approx HB. \quad (1)$$

Із прикладанням зусилля P в центрі площини контакту починала виникати пластична деформація, однак із поступовим зануренням індентора в матеріал, твердість його поверхневого шару відрізнятиметься від твердості серцевини металу. Це викликає зміщення початку пластичної деформації в область нижчих тисків. Отже, тиск робочої поверхні індентора, здатного викликати початок процесу пластичного деформування, визначатиметься наступною залежністю:

$$P_c = 2,868 \cdot \sigma_T \cdot \frac{H_{\mu_n}}{H_{\mu_m}}, \quad (2)$$

де H_{μ_n} та H_{μ_m} - мікротвердість, відповідно, поверхневого шару і серцевини основного матеріалу.

Вплив силових факторів на якісне формування поверхневого шару металу внаслідок взаємодії на нього робочих елементів інструменту супроводжується динамічним контактуванням сформованих в секції пучків гнучких робочих елементів. Фактично у даному процесі відбувається динамічний удар, в результаті чого робочий елемент заглиблюється у поверхневий шар матеріалу із зусиллям, значення якого пов'язане з розмірами утвореного на поверхні відбитку і визначається згідно залежності Мейєра [2]

$$P = \frac{C_{CT} \cdot H_{\mu_n} \cdot k_{зм} \sigma_T \cdot A_{сл}}{H_{\mu_m}} = 2,868 A_{сл} \cdot k_{зм} \sigma_T \frac{H_{\mu_n}}{H_{\mu_m}}, \quad (3)$$

де: $k_{зм}$ - коефіцієнт степеню зміцнення матеріалу обробки; $A_{сл}$ - площа контакту робочої поверхні одиничного робочого елемента з поверхнею, величина якої для процесу даного виду обробки встановлена, як половина площі бічної поверхні стисненого еліпсоїда, згідно формули [3]:

$$A_{сл} = \frac{\pi}{2} (2R_{11} \cdot b_1 + a_1^2), \quad (4)$$

де a_1 і b_1 - відповідно мала й велика півосі перерізу сферичного сліду.

Згідно наведеного вище, виводимо вираз для встановлення ступеню зміцнення поверхневого шару основного металу виробу, що підлягав обробці механічним технологічним режимом:

$$k_{зм} = 0,222 \frac{H_{\mu_m}}{H_{\mu_n}} \cdot \frac{P_{\max}}{2R_{11}b_1 + a_1^2}. \quad (5)$$

Зміцнення великогабаритних литих деталей коробчатого перерізу методами локального наклепу володіє значними, але недостатньо впровадженими при ремонті залізничних вагонів можливостями. У зв'язку з цим був досліджений вплив наклепу на стомлену міцність бокових рам вагонного візка.

Бокові рами, вибрані для проведення експериментальних досліджень, були виготовлені із низьковуглецевої якісної сталі 20Л (ГОСТ 1050-84). Поверхневий наклеп проводився пневматичним молотком мод. 62КМ-6, де в якості зміцнюючого інструменту

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць" використовувались металеві щітки торцевої конструкції, з набраних в пучок пружного дроту діаметром (2,5...3,2) мм із пружинної сталі 65Г (ГОСТ 4543-81) твердістю HRC 50. Тиск повітря в пневмережі становив $P_{ПОВ} = 5,1 \cdot 10^{-5}$ Па. Твердість вимірювалась на приладі Віккерса алмазною пірамідкою при навантаженні 98 Н; відстань між відбитками становила 0,5 мм.

Результати експериментальних досліджень встановлювались залежно від впливу технологічних параметрів процесу та геометричних розмірів інструменту обробки поверхонь бокової рами вагонного візка, які впливають на вертикальну складову зусилля, що супроводжує зустрічне переміщення інструменту. Залежності наведених параметрів графічно відображені на рис. 2.

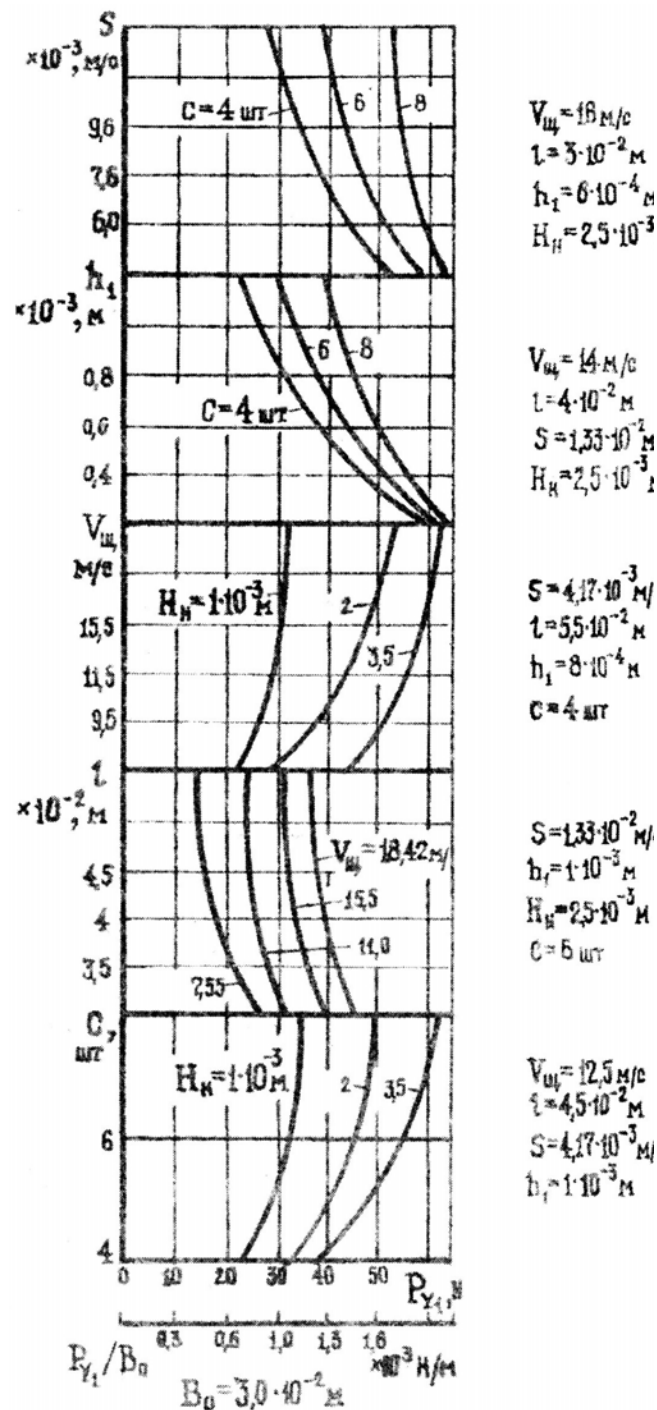


Рис. 2. Вплив технологічних параметрів процесу та геометричних розмірів інструменту обробки поверхонь бокової рами вагонного візка, які впливають на вертикальну складову зусилля, що супроводжує зустрічне переміщення інструменту

Секція "Організація перевезень та управління на залізничному транспорті. Рухомий склад залізниць"

Вивчення властивостей наклепаного шару, яке проводилось шляхом вирізування зразків із наклепаних місць рами та виготовлення шліфів, показало, що глибина наклепу становила біля (2,0...2,65) мм, а твердість поверхні зросла на (30...42)%.

Випробовування на стомленість на базі 10^7 циклів проводились на машині мод. ПД-200/400-Пу вертикального навантаження при асиметричному циклі з частотою 400 цикл/хв. Напруження від горизонтальних зусиль не враховувались. Навантаження циклу становило $P_m = 2,0 \cdot 10^5$ Н, що відповідає середньому експлуатаційному навантаженню на вісь, що в свою чергу відповідає середньому напруженню у буксовому проїомі $\sigma_m = 68,7$ МПа. Напруження на поверхні буксового проїому у процесі випробовування контролювались тензодатчиками.

За результатами проведених досліджень було встановлено, що поверхневий наклеп інструментом з гнучкими робочими елементами є ефективним засобом підвищення стомленої міцності литих деталей залізничних вагонів. Застосування наклепу у найбільш напружених зонах бокових рам вагонних візків підвищує межу витривалості при ймовірності руйнування 2,3% на 84%, а при ймовірності руйнування 50% - на 42%.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Авдеев В.К. Пути повышения надежности и долговечности шарнирных соединений тележек вагонов // Вопросы конструкции, динамики, надежности и технической диагностики систем подвижного состава : межвуз. сб. науч. тр. / Ред. В.Н. Кашников ; РГУПС. - Ростов н/Д, 2003. - С. 3-9.
2. Батуев Г.С. Инженерные методы исследования ударных процессов/ Батуев Г.С., Голубков Ю.Ф., Ефимов А.К. – М.: Машиностроение, 1977. – 240 с.
3. Куличенко А.Я. Зміцнення поверхні деталей термомеханічною обробкою інструментом з гнучкими робочими елементами/ А.Я. Куличенко; тезиси 65 Междунар. научно-практич. конф. "Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта", Днепропетровск, 2005. – С. 62-63.

Маркив М. И.

Научный консультант – доктор техн. наук, профессор Куличенко А.Я.

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА БОКОВЫХ РАМ ВАГОННЫХ ТЕЛЕЖЕК МЕТОДОМ УПРОЧНЕНИЯ ПЛАСТИЧЕСКИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ ИНСТРУМЕНТОМ С ГИБКИМИ РАБОЧИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

В статье приведено исследование упрочнения поверхности материала боковых рам вагонных тележек методом обработки секционным инструментом с гибкими рабочими элементами и теоретически обоснована степень поверхностного наклепа.

Зайцев А. Ю.

Наукові консультанти – доц. Баль О. М., асист. Ковальчук В. В.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВЗДОВЖНЬОГО ПРОФІЛЮ ХРЕСТОВИН НА ЗАЛІЗОБЕТОННИХ БРУСАХ

У роботі досліджено величину динамічної добавки сил залежно від виду нерівності та типу рухомого складу, наведені результати статистичних даних відмов хрестовин марки 1/9, 1/11 із експлуатації.

Вступ. Стрілочний перевід є найбільш відповідальною конструкцією залізничної колії, яка працює у специфічних та більш важких, порівняно із колією на прямих ділянках, умовах експлуатації.

На залізницях України на даний час експлуатується понад 50 тис. стрілочних переводів та глухих пересічень. Більшість з них (98%) – це поодинокі звичайні стрілочні переводи.

Переважною маркою переводів є марка 1/11, яких експлуатується 68,39%, з них переводи типу Р65 складають 86,45%. З маркою 1/9 укладено 29,88% переводів, з них 59,65% – типу Р65. В головних коліях 81,46% - переводи марки 1/11.

Підрейкова основа переводів – це залізобетонні (54,81%) та дерев'яні (32,12%) бруси. Окрім того, приблизно 13% переводів укладено на шпалах. На залізобетонних брусах в головних коліях перебуває 78% переводів.

З аналізу розподілу стрілочних переводів можна зробити висновок, що найбільш поширеними (перш за все в головних коліях) є переводи типу Р65 М 1/11 на залізобетонних брусах.

Основними переводами, що мають найбільш поширене розповсюдження на дорогах Укрзалізниці після 1990 року, є переводи типу Р65 М 1/11 та 1/9 проектів ПТКБ ЦП МПС – 1740 та 2215 на залізобетонних брусах відповідно. На даний час ці базові моделі переводів суттєво модифіковані. Такі переводи позначені літерами М, У, або додатковими номерами, наприклад, -04, -06 і т.д. Модифікації стосувались окремих конструктивних вузлів при збереженні основних геометричних розмірів. Дослідні проекти стрілочних переводів мають нові конструкторські рішення, такі як: введення косого з'єднання, подовження рейкових закінчень, безударну поверхню кочення, незалежну контррейку в конструкції хрестовини, а також застосування гнучких вістряків.

Експлуатаційна стійкість роботи стрілочних переводів у колії оцінюється середнім терміном напрацювання до відмови, для яких визначається пропущений тоннаж вилучених елементів.

Нормативні строки служби хрестовин відповідно до [5] залежать від характеристик силового навантаження, категорії якості металу, напрямку руху (пошерстного, протишерстного), допустимого вертикального зносу вусовика і осердя. Врахувати всі особливості роботи хрестовин в даному дослідженні немає можливості, тому порівняння розрахункового середнього напрацювання з нормативними строками здійснюється для середніх експлуатаційних умов при допустимому вертикальному зносі 6 мм.

На рис.1 зображено гістограму середнього терміну напрацювання до відмови хрестовин. На гістограмі наведено середнє напрацювання до відмови хрестовин залежно від типу та марки стрілочного переводу і умов експлуатації

Нормативний термін служби хрестовин типу Р65 марки 1/11 на з/б брусах становить 190 млн. т при середніх експлуатаційних умовах за інтенсивністю руху [5].

Проаналізувавши рис. 1, можна зробити висновок, що середнє напрацювання до відмови хрестовин практично на всіх напрямках Укрзалізниці не досягає нормативного терміну напрацювання по марках. Для хрестовин типу Р65 марки 1/11 середнє напрацювання до відмови менше за нормативне на 29,2-55,2 %

Основні причини заміни хрестовин – викришування осердя і вусовиків, та зносу осердя вусовиків і хрестовин. Також окрім дефектів металу виникають дефекти у шпалах, які пов’язані з дією динамічних сил.

Мета роботи. Дослідження поздовжнього профілю хрестовин марки 1/11 на залізобетонних брусах та встановлення впливу силового навантаження на його довговічність.

Аналіз літератури. Основним фактором, який впливає на рівень динамічних сил на хрестовинах, є нерівність у їх вертикальній площині, яка зумовлена профілем вусовиків та осердя. Внаслідок цього повздовжній і поперечний профілі хрестовини впливають на інтенсивність зносу її елементів, утворення дефектів і в кінцевому результаті на термін її служби. Тому питанням дослідження і проектування профілю хрестовин було приділено багато науково-дослідної роботи.

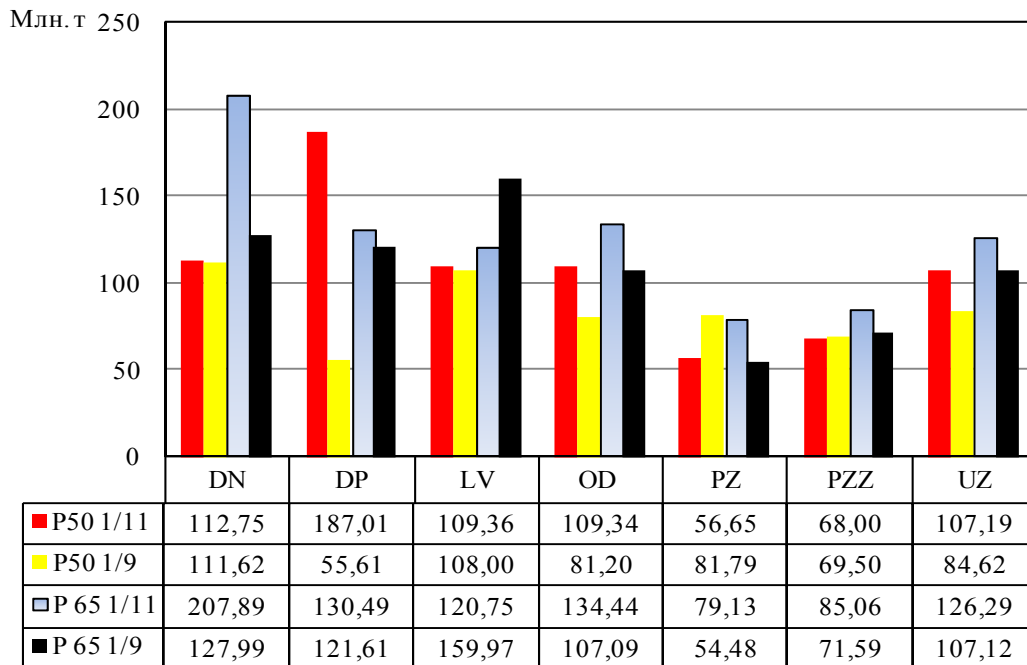


Рис.1 Середнє напрацювання до відмови хрестовин

Одним із перших звернув увагу на необхідність удосконалення поздовжнього профілю хрестовини інженер-технолог Дніпропетровського стрілочного заводу Н. В. Кряж, ще в 1952 р. ним була запропонована хрестовина, яка мала повздовжній профіль з так названим “припуском на знос”.

Процес перекочування колеса по хрестовині вивчали Р.С. Липовський [3], В.І. Полторацький [6], М.А. Чернишев [7], В.Ф. Яковлев [8, 9], А.М. Орловський [4], Е.І. Даніленко [1].

У результаті проведених досліджень встановлено, що при перекочуванні колеса з вусовика на осердя, або навпаки, колесо проходить вертикальну нерівність, форма і розміри якої залежать від характеристик колеса та хрестовини: окреслення поверхні кочення колеса та хрестовини, повздовжнього профілю кочення хрестовини, величини і характеру її зносу, поперечного профілю хрестовини, марки хрестовини, розмірів жолобів у хрестовині.

При проходженні вертикальної нерівності між колесом і хрестовиною виникають додаткові вертикальні сили взаємодії, величина яких залежить від наступних факторів: маси

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"
взаємодіючих елементів колії та рухомого складу; швидкості руху рухомого складу; ухилу нерівності на хрестовині; жорсткості в зоні хрестовини.

Виклад матеріалу досліджень. Як було зазначено вище, строки служби хрестовин залежать від великої кількості факторів; у даній роботі досліджено вплив величини динамічних сил залежно від траєкторії руху центра мас колеса.

З метою дослідження та порівняння величин динамічних добавок, які виникають під час проходження колесом вертикальної нерівності по новому типовому профілю та профілях, що експлуатуються в колії, були виведені траєкторії руху центра маси колеса (рис. 2) із середньостатистичних профілів марки 1/11 на залізобетонних брусах, що наведені у праці [2]. При цьому проаналізовано профілі, які пропустили 40-55 млн. тонн та 60-75 млн. тонн, а також новий типовий профіль ГОСТ 28370-89.

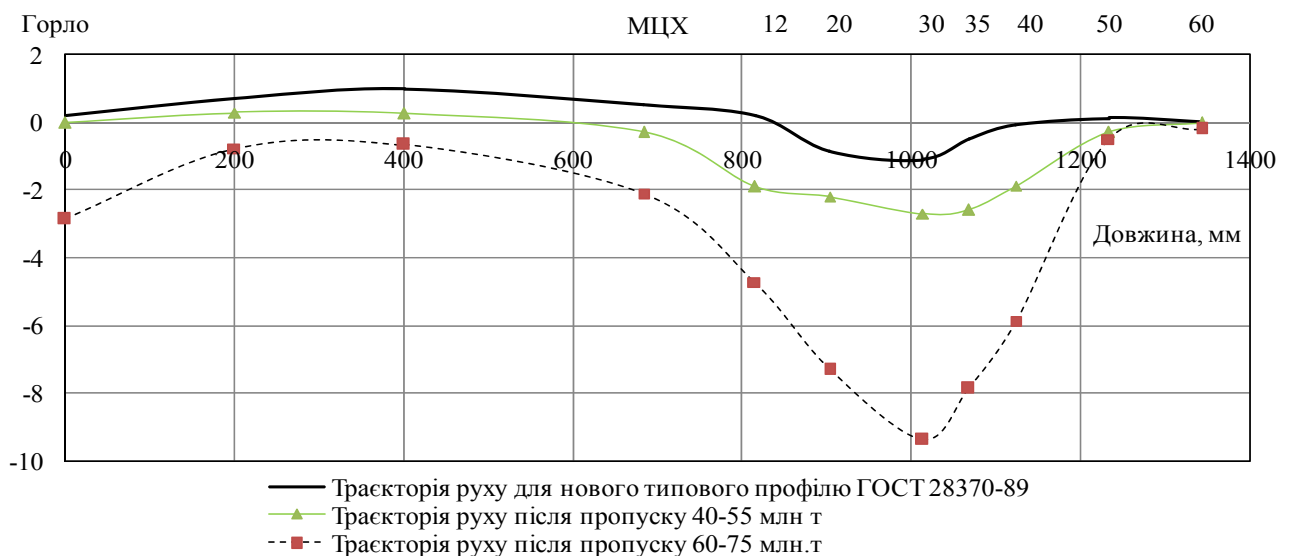


Рис. 2. Траєкторії руху центра мас колеса по хрестовинах марки 1/11

За розрахункову схему для визначення додаткових динамічних сил, що діють на хрестовину під час проходження колесом рухомого складу вертикальної нерівності, прийнято схему з одним ступенем вільності (рис. 3).

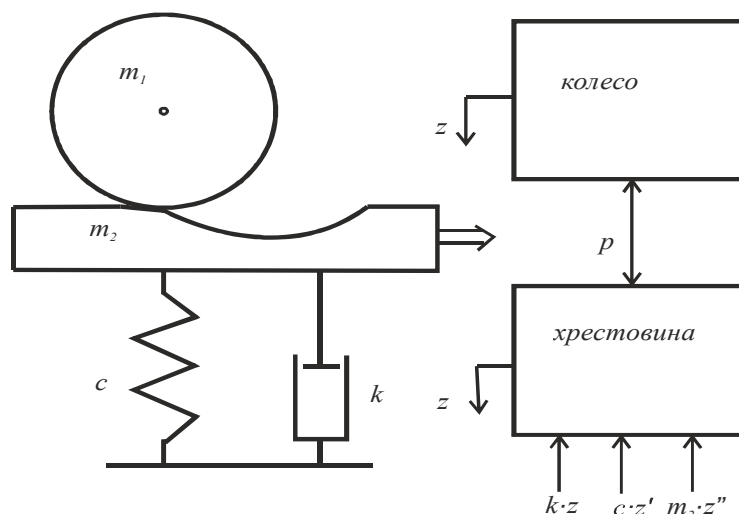


Рис.3. Розрахункова модель для визначення динамічної добавки сил

Для визначення вертикальних динамічних сил розглядали стан динамічної рівноваги даної системи. Згідно з принципом Даламбера зовнішні сили повинні у кожний момент часу

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"
зрівноважуватися реактивними силами, у тому числі силами інерції. Таким чином, основне рівняння динамічної взаємодії механічної системи колесо-хрестовина матиме вигляд:

$$(m_k + m_x) \partial^2 z / \partial t^2 = -P. \quad (1)$$

Сила, яка входить у це рівняння, може бути визначена через переміщення мас, жорсткість основи та опір переміщенню за формулою:

$$P = c \cdot \partial z / \partial t + k \cdot z + m_k \cdot \partial^2 \eta_x / \partial l^2. \quad (2)$$

Підставивши (1) у (2), отримано диференціальне рівняння руху мас у вигляді залежності:

$$(m_k + m_x) \partial^2 z / \partial t^2 + c \cdot \partial z / \partial t + k \cdot z + m_k \cdot \partial^2 \eta_x / \partial l^2 = 0. \quad (3)$$

В наведених формулах прийняті наступні позначення: m_x – маса хрестовини; c , k – відповідно жорсткість та коефіцієнт в'язкого тертя основи хрестовини; $\partial^2 \eta_x / \partial l^2$ – нерівність на хрестовині, яка виступає в ролі збуджувального чинника в розрахунковій схемі. Нерівність є складною функцією часу, оскільки $s = v \cdot t$, де v – швидкість поступального руху колеса; t – час, який відраховується від моменту проходження колесом початку нерівності і завершується при виході з даної нерівності [9]; z , $\partial z / \partial t$, $\partial^2 z / \partial t^2$ – прогин хрестовини, оскільки він є змінним, то існують його похідні $\partial z / \partial t$, $\partial^2 z / \partial t^2$ (швидкість та прискорення).

Сила інерції, яка виникає при цьому, пов'язана з коливанням необресореної маси колеса коливанням маси колії (хрестовини, скріплення, шпал, баластного шару і земляного полотна). У практичних розрахунках їх замінюють фактичною зосередженою масою в точці контакту колеса і хрестовини з масою m_δ , еквівалентною по своїй взаємодії фактичній масі колії. За перше наближення приймаємо масу m_δ , лінійно пропорційну масі m_e :

$$m_x = \alpha_x \cdot m_e \quad (4)$$

ВНИИЖТ [2, 9] рекомендує прийняти $\alpha_\delta = 1,48$ для колії із залізобетонними шпалами.

Програмна реалізація наведеної математичної моделі виконана у програмному забезпеченні Scilab 5.2.0. Нерівність на хрестовині вводили у математичну модель за допомогою кубічного сплайна. При цьому вводили характерні абсциси нерівності (горло, МЦХ, перетини 12, 20, 30, 40, 50, 60 мм), відповідно їм задавали ординати.

Для подальших розрахунків моделі за основу брали такі вихідні дані: жорсткість основи хрестовини $c = 7,5 \cdot 10^7$, маса колеса ВЛ8 – $m_k = 1150$ кг, маса колеса пасажирського вагону КВЗ-ЦНИИ – $m_k = 712,5$ кг, маса хрестовини – $m_x = 7400$ кг.

На рис. 4 і 5 представлено розрахунок величини динамічної добавки вертикальних сил від локомотиву ВЛ8 та від пасажирського вагону КВЗ-ЦНИИ відповідно.

Як видно з рис. 4, 5 при збільшенні величини пропущеного тоннажу збільшується величина сил, що обумовлено збільшенням уклону нерівності в процесі експлуатації. Після пропущення 40-55 млн. т тоннажу динамічна добавка від ВЛ8 зростає на 2,1-9,9 т, а після 60-75 млн. т тоннажу – на 11,4-18,3 т відносно динамічної добавки, яка виникає після проходження ВЛ8 по новому типовому профілю.

Під час проходження пасажирського вагону КВЗ-ЦНИИ динамічна добавка зростає на 0,7-4,0 т після пропущення 40-55 млн. т вантажу, а після 60-75 млн. т – 5,3-7,3 т відносно динамічної добавки, яка виникає після проходження пасажирського вагону КВЗ-ЦНИИ по новому типовому профілю.

Динамічні добавки від пасажирського вагону КВЗ-ЦНИИ менші за динамічні добавки від ВЛ8 на 1,7-13,2 т.

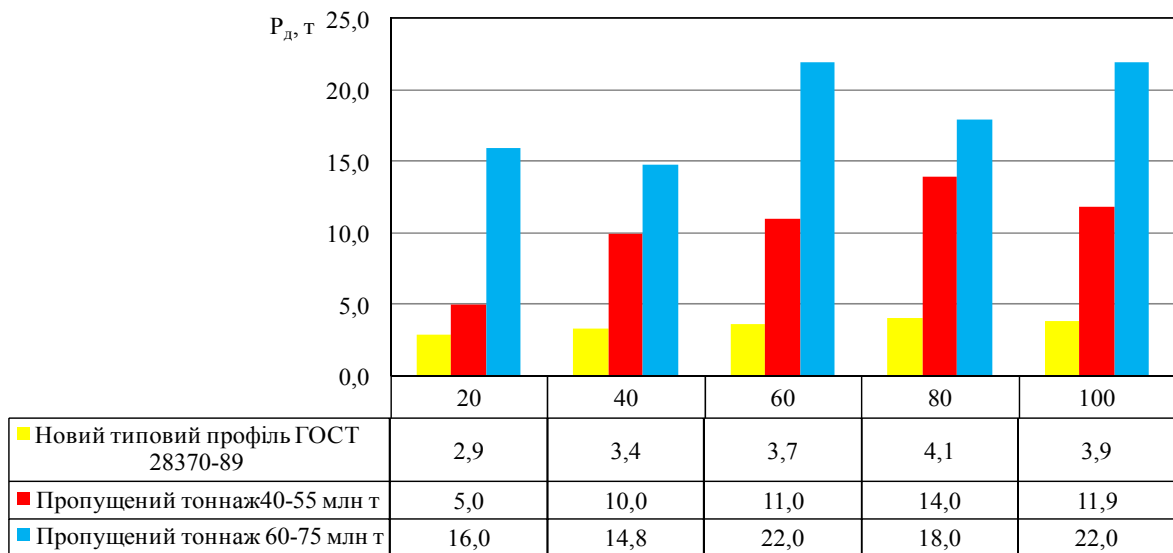


Рис.4. Гістограми величин динамічних добавок від локомотиву ВЛ8

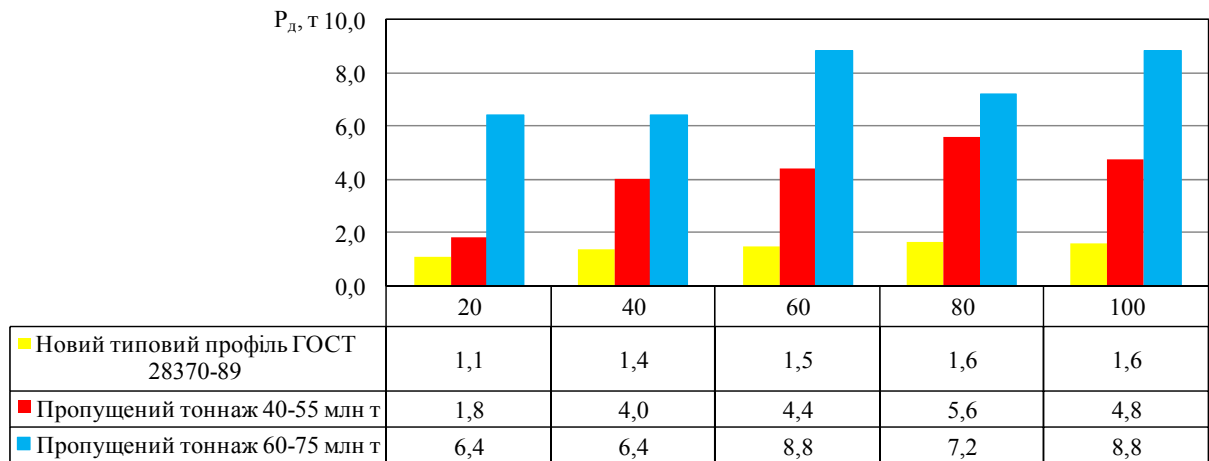


Рис.5. Гістограми величин динамічних добавок від пасажирського вагону KB3-ЦНИИ

На основі викладених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. середнє напрацювання до відмови хрестовин практично на всіх напрямках Укрзалізниці не досягає нормативного терміну напрацювання по марках. Для хрестовин типу Р65 марки 1/11 середнє напрацювання до відмови менше за нормативне на 29,2-55,2 % ;
2. динамічна добавка від проходження пасажирського поїзду по хрестовині менша, ніж при проходженні по ньому локомотива на 1,7-13,2 т.
3. динамічна добавка з проходженням більшого тоннажу збільшується, оскільки збільшується величина нерівності профілю хрестовини.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Даниленко Э.И., Кутах А.П., Тараненко С.Д. Стрелочные переводы железных дорог Украины. К., "Киевский институт железнодорожного транспорта", 2001. – 296 с.
2. Ковальчук В. В. Дослідження поздовжнього профілю жорстких хрестовин на залізобетонних брусах / В. В. Ковальчук, К. Л. Каленик, А. М. Орловський // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту зал. трансп. ім. ак. В. Лазаряна. – Д.: Видавництво ДНУЗТ. – 2011 - №41. С.130-135.
3. Липовский Р. С. Причины износа и мероприятия по продлению срока службы крестовин. Сб. ДИИТ и ДорНТО Приднепровской ж.д., Днепропетровск, 1957.
4. Орловський А.Н., Клименко В.Н. обоснование выбора расчетной схемы для исследования взаимодействия колеса и пути в зоне неровностей. – Тр. ДИИТ, вып.57. – Д., 1965

5. Положення про нормативні строки служби стрілочних переводів у різних експлуатаційних умовах / К.: Транспорт України, 2003. -30 с. (ЦП 0101).
6. Полторацький В. И. Определение норм износа металлических частей стрелочных переводов. М., Трансжелдориздат, 1938.
- 7 Чернышев М. А. Стрелочные переводы при высоких скоростях движения на отклоняемый путь. Сб.трудов Академии железнодорожного транспорта МПС,вып.4,М., Трансжелдориздат, 1956.
- 8 Яковлев В. Ф. О нормах допускаемого износа крестовин при повышении скоростей движения поездов. Железнодорожный транспорт, вып.№10. – 1958. – С. 22-25.
- 9 Яковлев В. Ф. О неровности рельсовой нити в зоне крестовины. Сб. ЛИИЖТа, вып.166,М.,Трансжелдориздат, 1959.

Зайцев А. Ю.

Научные консультанты – доц. Баль О. М, асист. Ковальчук В. В.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОГО ПРОФИЛЯ КРЕСТОВИН НА ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ БРУСЬЯХ

В работе исследованы величины динамической добавки сил в зависимости от вида неровности и типа подвижного состава, приведены результаты статистических данных по выходу крестовин марки 1/9, 1/11 с эксплуатации.

Мужик Б. Й.

Науковий консультант – доц. Сисин М. П.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ ҐРУНТІВ ТІЛА НАСИПУ НА ПАРАМЕТРИ КРИВОЇ ЗРУШЕННЯ

У даній роботі виконується дослідження стійкості насипу двоколійної ділянки за допомогою методу кругло-циліндричних поверхонь. Здійснюється пошук глобального коефіцієнта стійкості методом комп'ютерного підбору, а також досліджується вплив характеристик міцності ґрунтів на параметри кривої зрушення.

Вступ. Великою кількістю досліджень сповзаючих укосів встановлено, що зсув земляної маси у зв'язних ґрунтах відбувається по криволінійній поверхні, близькій до циліндричної. Для сипких ґрунтів поверхня сповзання близька до площини. Тому при інженерних розрахунках стійкості укосів насипів, які споруджуються зі зв'язних ґрунтів (до яких відносяться суглинки, супіски та глинисті ґрунти) в якості кривої сповзання для розрахунку приймається криволінійна циліндрична поверхня. При цьому, як правило, на поверхні зсуву в процесі переміщення утворюється невеликої товщини шар перем'ятого ґрунту, який у подальшому відіграє роль змазки і сприятиме пониженому опору при зсувах. Це слід мати на увазі при розрахунках стійкості схилів. Якщо оцінку стійкості укосу чи схилу розглядати в плоскій задачі (маючи на увазі, що схили чи укоси, це, як правило протяжні в довжину ґрунтові масиви), то все різноманіття природних явищ, пов'язаних із порушенням стійкості, можна звести до наступних трьох основних моделей: а) поверхня зсуву (якщо деформація відбулась) чи можливого зсуву (якщо деформації немає, але в принципі вона можлива) довільної форми, тобто вона визначена літологічною будовою укосу чи схилу; б) поверхня зсуву кругло-циліндрична; в) поверхня зсуву плоска.

При цьому дамо визначення, що укосом називають похилі поверхні техногенного (штучного) походження, а схилами – похилі поверхні природного (натурного) походження [4]. Більш широке практичне використання отримав графоаналітичний метод кругло-циліндричних поверхонь ковзання (метод відсіків) [3], який і розглядається нижче.

Із практики відомо, що форма кривої зрушення має залежати від характеристики міцності ґрунтів. Крім того одним з недоліків даного методу є те, що за заздалегідь невідомо розташування кривої зсуву чи площини зсуву. Невідомо ні розташування початку, ні кінця кривої зсуву чи радіусу. Тобто потрібно постійно виконувати підбір такого розташування кривої, при якому коефіцієнт стійкості повинен бути мінімальний. Проблема підбору є складною тим, що: ручний підбір кривої є досить громіздким; при підборі можуть існувати багато локальних мінімумів і лише один глобальний.

Для дослідження використовується математична модель насипу та кривої зрушення [6], яка враховує зовнішнє навантаження рухомого складу, характеристики верхньої будови колії, геометричні характеристики тіла насипу, а також фізичні характеристики ґрунтів насипу та земляного полотна, а саме: питому вагу, зволоженість, кут внутрішнього тертя, питоме щеплення, а також виникнення ослаблення ґрунтів внаслідок водонасичення.

Мета задачі. Дослідити залежність кривої зрушення від характеристик міцності ґрунтів та графічно показати положення мінімального коефіцієнта стійкості.

Опис розрахункової схеми та математичної моделі. Методика побудови кривих можливого зрушення полягає в наступному. Досвід показує, що криві проходять через підшву відкосу (або близько розміщену від неї точку) і одну із характерних точок на поверхні земляного полотна [1] (рис.1): на бровці основної площадки земляного полотна; на початку і в кінці прикладення інтенсивності розподіленого навантаження від верхньої будови колії $p_{\text{вб}}$; під кінцями шпал;

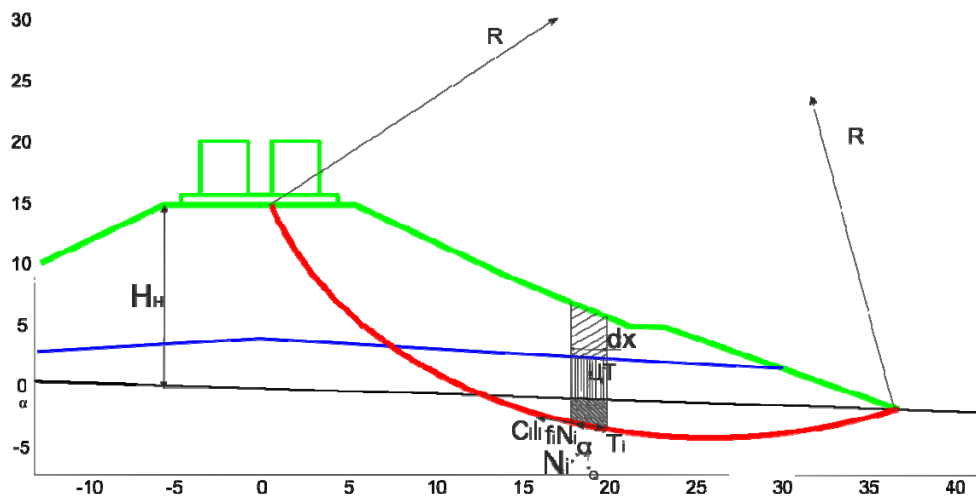


Рис.1. Поперечний профіль насипу з кривою можливого зрушення

Навантаження, яке діє на основну площадку земляного полотна, замінюють дією фіктивних стовпчиків ґрунту. Ширина стовпчика, який замінює навантаження від верхньої будови колії приймається рівною середній ширині баластної призми b , а від рухомого складу – довжині шпал l . Висота цих стовпчиків визначається з виразів:

$$h_{\text{вб}} = \frac{p_{\text{вб}}}{\gamma_{\text{ср}}}, \quad h_n = \frac{p_n}{\gamma_{\text{ср}}}; \quad (1)$$

де $\gamma_{\text{ср}}$ - середня питома вага ґрунту насипу; $p_{\text{вб}}$ і p_n - інтенсивності навантаження від верхньої будови колії та рухомого складу, відповідно.

На практиці коефіцієнт стійкості насипу розраховується як відношення сил, що утримують насип від зрушення до зсуваючих сил. Розрахункова формула розрахунку коефіцієнта стійкості має вигляд:

$$K = \frac{\sum_{i=1}^n (c_i l_i + f_i N_i + T_{yup i}) \cdot \frac{\cos \phi_i}{\cos(a_i - \phi_i)}}{\sum_{i=1}^n (T_{зсуб i} \cdot \frac{\cos \phi_i}{\cos(a_i - \phi_i)})}; \quad (2)$$

де i - номери відрізків від 1 до n ; N_i - нормативна складова сил тяжіння відрізка; T_i - тангенціальна складова сили тяжіння відрізка; T_{yup} - сила, яка направлена проти зміщення відрізка; $T_{зсуб}$ - сила, яка направлена в сторону зміщення відрізка; ϕ_i - кут внутрішнього тертя ґрунту в зоні відповідного відрізка; f_i - коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту, який розраховується за формулою:

$$f_i = \operatorname{tg} \phi_i, \sin \alpha = \frac{x_i}{R}; \quad (3)$$

де x_i - відстань між центрами тяжіння відрізків та вертикальним радіусом; R - радіус кривої можливого зрушення.

Сила тяжіння відрізка розраховується за наступною формулою:

$$Q_i = \omega' \cdot \gamma' + \omega'' \cdot \gamma'' + \omega''' \cdot \gamma''' \quad (4)$$

де γ' - питома вага ґрунту в зоні природної вологості; γ'' - питома вага ґрунту в зоні капілярної вологості; γ''' - питома вага ґрунту в зоні суцільного водонасичення насипу; ω' , ω'' , ω''' - площі частин відрізків, які розташовані відповідно у зоні природної вологості, капілярної вологості та суцільного водонасичення насипу.

Оптимізаційний підбір та пошук глобального мінімуму виконується із застосуванням методів прямого пошуку та генетичних алгоритмів [5], [2].

ВИХІДНІ ДАНІ

Поперечний ухил місцевості для насипу	1/27
Кількість колій на насипу	2
Тип підрейкових опор	з.-б.
Об'ємна	16,2
Кут внутрішнього тертя ґрунту насипу в стані природної вологості, ϕ , град	25,3
Кут внутрішнього тертя ґрунту основи насипу, $\phi_{осн}$, град	26,5
Питоме зчеплення ґрунту насипу, $C, \frac{kH}{м^2}$	12,8
Питоме зчеплення ґрунту основи насипу, $C_{осн}, \frac{kH}{м^2}$	15,8
Оцінка ГЗВ щодо основи насипу по його осі	4
Ухил низового відкосу, ‰	2
Ухил контрбанкету, ‰	0,04
Ширина берми низового відкосу, м	4
Розрахункове пог. навантаження від рух. складу, кН/м	119
Густина частинок ґрунту насипу т/м ³	26
Густина частинок ґрунту основи т/м ³	26,4
Густина ґрунту насипу т/м ³	18

Відмітка основи насипу по осі земполотна, м	62,5
Найвищий рівень вод, м	66,2
Відмітка бровки низової берми, м	67,7

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

На рис. 2 показано крива зрушення з координатами початку та кінця кривої. Початок якої розміщений під шпалою лівої від осі колії і координата її становить -3,35м., кінець на деякій відстані від підшви насипу і координата її 42,5 м. На рис. 2 добре видно розбиття кривої зрушення на відсіки. При даних параметрах глобальний мінімум коефіцієнта стійкості $K=1.2048$.

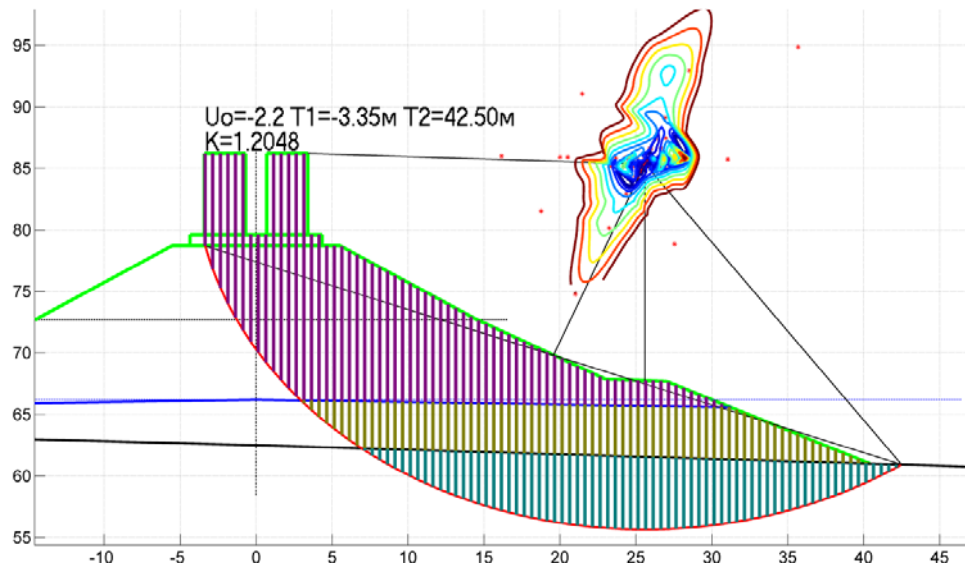


Рис.2. Поперечний профіль насипу з кривою зрушення та горизонталями розміщення центру

На рис.3 зображено горизонталі знаходження глобального мінімуму коефіцієнта стійкості, який знаходиться в межах від 1.3039 до 1.2048. Також можна побачити, що існують декілька локальних мінімумів синього кольору і глобальний посередині, де є найбільше скупчення червоних точок.

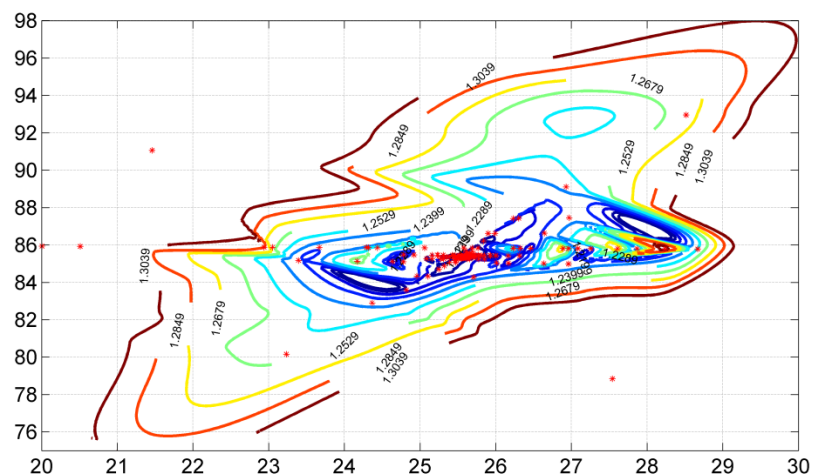


Рис.3. Контурний графік центра кривої зрушення та глобального мінімуму коефіцієнта стійкості

Тривимірне зображення (Рис.4) прекрасно ілюструє знаходження глобального мінімуму, який на рисунку показаний червоною точкою і знаходиться у найнижчій точці рельєфу.

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"

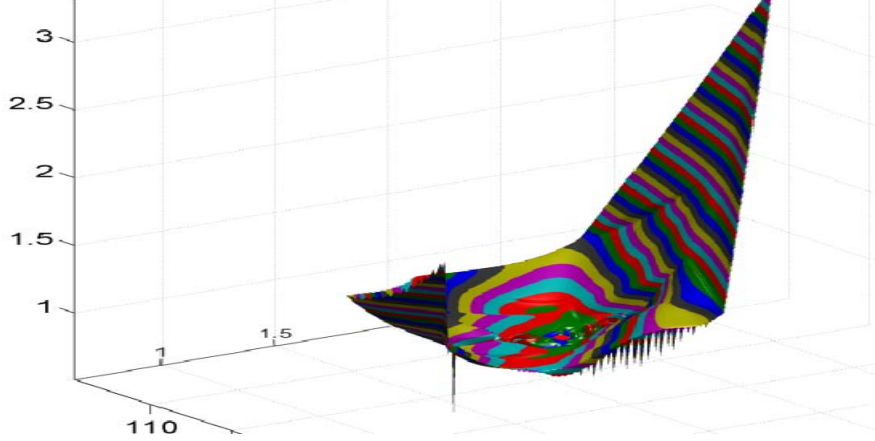


Рис.4. Тривимірне зображення центра кривої зрушення та глобального мінімуму коефіцієнта стійкості

Дослідження впливу характеристик міцності ґрунтів тіла насипу на параметри кривої зрушення

Табл.1 Залежність радіусу кривої зрушення від характеристик ґрунту

$C_n, \text{кН} / \text{м}^2$							
$\phi_{\text{осн}}, \text{град}$	0	5	10	15	20	25	30
0	57,756	43,296	44,301	41,508	39,455	39,021	37,79
5	40,648	38,099	35,366	33,318	31,752	31,112	29,856
10	36,691	35,826	33,945	32,39	31,218	30,509	30,042
15	34,249	35,017	33,321	31,727	30,896	30,554	29,749
20	33,298	33,95	32,551	31,547	30,509	30,202	29,749
25	31,99	32,945	32,333	31,063	30,274	29,749	29,749
30	30,939	29,376	32,333	30,628	30,492	29,891	30,37

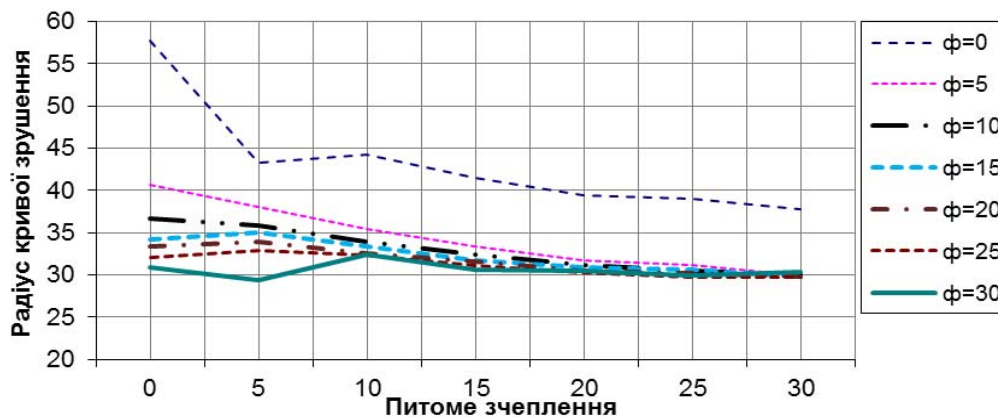


Рис.5.Графічне подання залежності радіусу кривої зрушення від характеристик ґрунту

Аналіз дослідження показує (рис. 5), що радіус кривої зрушення зменшується при збільшенні кута внутрішнього тертя та питомого зчеплення і навпаки, при зменшенні радіус збільшується.

Висновки. У даному дослідженні виконано визначення коефіцієнта стійкості високого насипу за методом кругло циліндричних поверхонь із використанням методів пошуку глобального мінімуму. Розрахунки показали, що у площині коефіцієнта стійкості є багато локальних мінімумів, а при використанні ручного підбору параметрів кривої можливого зрушення, або простих оптимізаційних методів може бути допущена суттєва помилка

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди" визначення коефіцієнта стійкості. Знаходження глобального мінімуму коефіцієнта стійкості представлено наочно зрозумілими графічними відображеннями у вигляді контурного та тривимірних графіків. Крім того у дослідженні виконано вплив характеристик міцності ґрунту, а саме питомого щеплення та коефіцієнта внутрішнього тертя на параметри кривої зрушення. Розрахунки показали, що при збільшенні кута внутрішнього тертя та зменшенні питомого щеплення – радіус кривої зрушення збільшується, однак в будь-якому випадку він не є більшим 58 м. Найменшим радіусом кривої зрушення є 29.4, що відповідає максимальному значенні питомого щеплення та мінімального значення кута внутрішнього тертя.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Виноградов В.В* «Расчет и проектирование железнодорожного пути: Учебное пособие для студентов вузов ж-д. трансп. - М. Маршрут, 2003. – 210 с.
2. *Вороновский Г.К., Махотило К.В., Петрашев С.Н., Сергеев С.А.* Генетические алгоритмы, искусственные нейронные сети и проблемы виртуальной реальности. – Х. :Основа, 1997. – 112 с.
3. *Даніленко Е.І.* Залізнична колія. /Улаштування, проектування і розрахунки, взаємодія з рухомим складом/ Підручник для вищих навчальних закладів (у 2-х томах). - Київ, Інпрес, 2010. – Том 2 – 456 с.
4. ДБН 2-13-18 Залізничні колії 1520, споруди транспорту. - К. 2008. – 142 с.
5. *Триус Ю.В.* Розв'язування екстремальних задач за допомогою пакету Matlab 6.5 Науковий часопис НПУ імені М. П. Драгоманова. – Серія 2. – Комп'ютерно-орієнтовані системи навчання: Зб. наук. праць. – К.: НПУ ім. М. П. Драгоманова. – №2(9) . – 2005. – С. 61–79.
6. *Фришман М. А., Хохлов И.Н., Титов В.П.* Земляное полотно железных дорог. - М.: Транспорт, 1972.-288 с.

Мужик Б.И.

Научный консультант– доц. Сысын М. П.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЧНОСТИ ГРУНТОВ ТЕЛА НАСЫПИ НА ПАРАМЕТРЫ КРИВОЙ ОБРУШЕНИЯ

В данной работе выполняется исследование прочности насыпи двупутного участка с помощью метода круго-цилиндрических поверхностей. Выполняется поиск глобального коэффициента прочности с использованием компьютерного подбора, а также исследуется влияние характеристик прочности грунтов на параметры кривой обрушения.

Костик Б. В.

Науковий консультант – доц. Баль О. М.

ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ГЕОТЕКСТИЛЮ В КОНСТРУКЦІЇ ЗАЛІЗНИЧНОЇ КОЛІЇ

В роботі розглянуто загальні функції геотекстильних матеріалів, переваги застосування геотекстилю у конструкції залізничної колії та виконання ним заданих функцій, розроблена методика дослідження ефективності застосування геотекстилю в конструкції залізничної колії способом аналізу стрічок колієвимірального вагону.

Застосування геотекстильних матеріалів в будівництві стрімко зростає [2]. Вони використовуються в будівництві доріг, тунелів, залізниць, шляхопроводів для транспортування газів та рідин, для армування насипів, у гідротехнічному, житловому будівництві, будівництві дренажів і спортивних майданчиків [4].

Геотекстильними матеріалами називаються матеріали, у яких як мінімум одна зі складових частин виготовлена із синтетичних або натуральних полімерів у вигляді плоских форм, стрічкових або тривимірних структур, які використовуються в геотехніці або застосовуються в інших областях будівництва в контакті із ґрунтом та іншими будівельними матеріалами. Це наукоємні продукти, розробка і виробництво яких націлені на виконання заданих функцій, до яких належать:

- поділ - запобігання перемішуванню різних ґрунтів між собою на їх контакті при пошаровому укладанню;
- армування - підвищення несучої здатності ґрунтів або ґрунтових конструкцій внаслідок перерозподілу в них розтягуючих напружень на геотекстиль або геотекстильподібні матеріали;
- фільтрування - затримування ґрунту або інших частинок, які під дією гідродинамічних сил потоку рідини можуть проникати чи проходити через геотекстиль або геотекстильподібні матеріали;
- дренажування - збір і транспортування поверхневого стоку, ґрунтових вод чи інших рідин;
- захист - запобігання або зниження можливості локального пошкодження певного елемента або матеріалу конструкції;
- ізоляція - запобігання міграції газу або рідини;
- захист від ерозії - стабілізація нестійких частин ґрунтів на похилих поверхнях [2].

До геотекстильних матеріалів відносяться: геотекстилі, геосітки, георешітки, геомати, геомембрани, геотекстильні глиномати, геокомпозити [7].

В застосуванні геотекстильних матеріалів основну частину складають геотекстилі.

Геотекстилі – тонкі водопроникні еластичні полотна, отримані шляхом об'єднання ниток або волокон із синтетичної сировини, величина вічок таких полотен менш 10 мм [10].

Поєднання високого початкового модуля пружності і видовження дає можливість матеріалу поглинати великі енергії. Це забезпечує йому підвищену міцність до руйнування під час укладання і виконує армуючу функцію при роботі. Крім того матеріал не схильний до гниття, дії грибків і плісняви, проростання коренів [7].

Одним із основних напрямків ресурсозбереження на залізничному транспорті являється зменшення витрат на поточне утримання колії, яке можна досягти за рахунок використання геотекстиля.

Стабільність залізничної колії значною мірою залежить від стану земляного полотна. Одним із його важливих елементів є основна площадка, що визначає стабільність геометрії рейкової колії. Разом із тим, складні умови роботи ґрунтів основної площадки привели до широкого розповсюдження дефектів і деформацій цього елемента, що потребує збільшених витрат на утримання колії.

Найбільш характерними для основної площадки є баластні заглиблення, які пов'язані з недостатньою міцністю ґрунтів, що її складають, а також інших дефектів та деформацій. Для підвищення несучої здатності земляного полотна і попередження виникнення деформацій передбачаються заходи по глибокому очищенню щебеневого баласту, плануванню основної площадки, а також влаштуванню захисних підбаластних шарів. В якості захисних шарів можуть бути використані прошарки з геотекстилю.

Роботи по підсиленню земляного полотна передбачаються у складі капітального ремонту колії. При цьому впровадження в колійному господарстві залізниць нового покоління щебнеочищувальних машин, що виконують глибоке очищення баласту, дозволяє проводити

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"
роботи по підсиленню основної площадки під час їх роботи без зняття рейко-шпальної решітки. За таких умов найбільш ефективним є влаштування прошарків геотекстилю, який має невелику товщину і значну міцність [10].

Уже давно визнано, що проблеми накопичення пилу з ґрунтової основи, а також втрата несучої здатності основної площадки можуть бути вирішені застосування геотекстилю, в якості розділювача між ґрунтом основи та баластним шаром. При цьому геотекстиль виконує такі функції:

- розділення між ґрунтом основної площадки та баластним шаром;
- армування з ціллю утримання баластного шару;
- фільтрація ґрунтових вод;
- поперечний дренаж води, яка поступає зверху і знизу матеріалу всередині його площини, виводячи воду в дренажні канали [9].

Чистий баластний шар правильно передає навантаження з рейкової колії до основної площадки, рівномірно розподіляючи його по всій площині. При забрудненні, кут внутрішнього тертя баласту зменшується і навантаження передається не на всю площину основної площадки, деформуючи баласт та земляне полотно. Геотекстиль розділяє щебінь та ґрунт, перешкоджає проникненню забруднювачів із земляного полотна в баласт, а також протидіє проникненню фракцій баласту у земляне полотно. Геотекстиль також перерозподіляє напруження по всій площині основної площадки при забрудненому баласті, підвищує несучу здатність колії, виконуючи армуючу функцію.

Фільтрація полягає в пропуску через геотекстиль ґрунтових вод із земляного полотна у верх до колійної структури без пропуску частинок ґрунту земляного полотна. При випаданні дощу функція геотекстилю полягає у відведенні води, яка проникає через баласт у дренуючі кювети.

Найбільш ефективним технічним рішенням по попередженню забруднення баласту глинистими частинами та підсилення основної площадки, являється укладка під баластного захисного шару із сортувального мілкого піску, поверх якого укладається геотекстиль. Мілкий пісок відфільтровує глинистий ґрунт, а геотекстиль – пісок. Потрібна для ефективної фільтрації товщина захисного шару – 0,2-0,4 м [10]. Таке рішення найдоцільніше при вологих ґрунтах та високому рівні ґрунтових вод і навіть в умовах артезіанських ґрунтових вод, які можуть знаходитися у виїмках.

В даний час широко поширена думка, що застосування геотекстилю в конструкції баластної призми призводить до зниження кількості відступів другого і третього ступеня і зменшення витрат на поточне утримання колії. Однак, як показує практика експлуатації, на ділянках з геотекстилем спостерігаються відступи другого і третього ступеня, причому навіть при невеликих напруженнях тоннажу. Практично не вивчено взаємозв'язок цих відступів з наявністю і станом геотекстилю. Відсутня кількісна оцінка ефективності використання геотекстилю на Українській залізниці, не розроблені методи вибору матеріалу і технології.

В Росії Бушуев М.В. провів дослідження впливу геотекстилю на накопичення деформацій рейкових ниток за допомогою порівняння несправностей, зафіксованих за три роки на ділянках Октябрської залізниці [1]. Результати дослідження наведені на рис. 1.

Враховуючи, що укладання геотекстилю пов'язане з додатковими капітальними вкладеннями, необхідно провести оцінку ефективності цих вкладень. Кількісну оцінку можна провести за результатами показань колієвимірвальних вагонів, порівнянням кількості несправностей геометрії рейкової колії на ділянках де вже вкладений геотекстиль, і на ділянках

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди" де він відсутній. Аналіз при цьому буде проводитись по сумі відступів за рівнем (перекося і плавні відхилення) та осіданням. Відступи по шаблону враховувати не потрібно через відсутність залежності цього показника від наявності геотекстилю в баластній призмі.

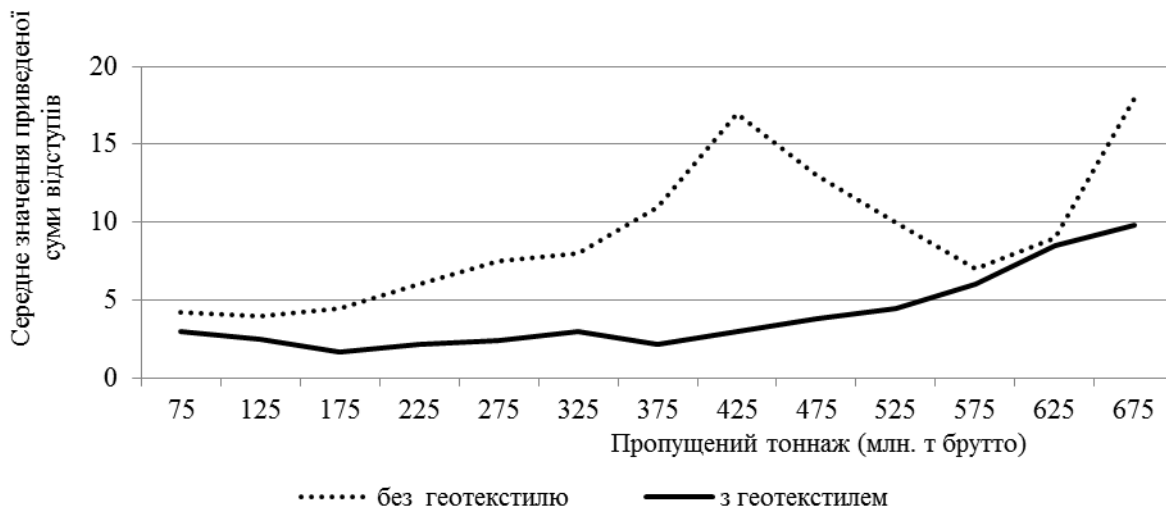


Рис. 1 Середні значення суми відступів при різних наробітках тоннажу

При аналізі ділянки залізниці, які порівнюються необхідно групувати за умовами експлуатації, та природніми умовами. Для аналізу основними показниками умов експлуатації є вантажонапруженість, швидкості руху та осьове навантаження. Крім того показниками природних умов є: вид ґрунту земляного полотна, кількість опадів за рік, середні температури досліджуваної місцевості, рівень ґрунтових вод. Порівнянню підлягають ділянки з близькими за значенням умовами експлуатації та схожими природними умовами. Для аналізу також потрібно взяти ділянки з однаковою конструкцією верхньої будови колії. Для дослідження пропонується типова конструкція верхньої будови колії: безстикова колія на залізобетонних шпалах.

Спочатку ділянки будуть групуватись за однією ознакою (вантажонапруженістю). Для цієї вибірки потрібно оцінити основні вибіркові статистики: середнє значення (математичне чекання) і дисперсія (середньоквадратичне відхилення). Математичним чеканням у розрахунках є приведені до 1 км колії значення сумарної кількості відступів другого і третього ступеня ($B_{\text{пр}}$) для кожної групи ділянок за однаковий період роботи:

$$B_{\text{пр}} = \frac{\sum B_i}{\sum l_i}, \text{ відступів/км.} \quad (1)$$

де: $\sum B_i$ – сума відступів другого і третього ступеня на всіх ділянках групи; $\sum l_i$ – сума довжин усіх ділянок групи, км.

Дисперсія (D) і середньоквадратичне відхилення (S) кількості відступів на ділянках обчислюються за формулами:

$$D = \frac{\sum (B_i - B_{\text{пр}})^2}{\sum l_i - l_i}, \quad (2)$$

$$S = \sqrt{D}, \quad (3)$$

де B_i – кількість відступів на ділянці; l_i – довжина ділянки, км.

За вибірковими статистиками можна оцінити генеральні статистики з визначеною похибкою. Цю похибку можна оцінити, за допомогою визначення довірчих кордонів для

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди" генеральних статистик [5]. Якщо розкид вибірки великий, то групи потрібно поділи ще за одною ознакою та знову обчислити довірчі кордони. Поділяти на групи за ознаками потрібно до тих пір, поки нас не буде влаштовувати похибка. Поділ за ознаками, які не впливають на зміну довірчих кордонів потрібно виключити.

Приведені кількості відступів (1) обчислюються окремо для ділянок з геотекстилем та для ділянок без геотекстилю тієї ж групи та порівнюються між собою.

Оцінити стан колії за стрічками дефектоскопа можна також скориставшись показником стану колії (ПСК), обчисленим за допомогою середньоквадратичного відхилення геометричних параметрів колії, розробленим М. І. Умановим та О. М. Патласовом [8]:

$$\text{ПСК} = \sum k_i \cdot S_i, \quad (4)$$

де: S_i – середньоквадратичне відхилення рівня, шаблону, рихтування і просідання лівої правої нитки відповідно; k_i – відповідні вагові коефіцієнти.

Економічний ефект від застосування геотекстилю в конструкції колії визначатиметься як різниця сум затрат на поточне утримання і ремонт колії у міжремонтному циклі при використанні геотекстилю та без нього.

В результаті порівняння отриманих даних можна зробити висновки щодо доцільності використання геотекстилю на ділянках в залежності від умов експлуатації та природніх умов, провести економічне обґрунтування застосування геотекстилю і скорегувати періоди між ремонтами колії де укладений геотекстиль. Аналіз виконаних досліджень і досвіду використання на залізницях в різних країнах Європи дозволить систематизувати найпоширеніші матеріали, які придатні для підсилення земляного полотна в різних умовах і конструкціях.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Бушуев М. В. Эффективность применения геотекстиля в конструкции железнодорожного пути : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук : специальность ВАК РФ 05.22.06 «Железнодорожный путь, изыскание» / М. В. Бушуев – Санкт-Петербург, 2008.
2. Геосинтетические материалы: классификация, свойства, область применения / Мануйленко В. Г., Орел Е. Ф., Кабернюк О. В., Слотюк О. В. // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – 2011. – 126. – С. 234-238.
3. Державні будівельні норми України. Споруди транспорту. Залізничні колії 1520 мм. Норми проектування: ДБН В.2.3-19-2008. Затверджено наказом Міністерства регіонального розвитку та будівництва України від 26.01.2008 р. № 42. – Київ: «Укрархбудінформ», 2008. – 148 с.
4. Нетканый геотекстиль: властивості, області застосування класифікація : [Електронний ресурс]. – 2011. Режим доступу: <http://mikro-f.kiev.ua/netkanij-geotekstil-vlastivosti-oblasti-zastosuvannya-klasifikaciya>.
5. Надійність і технічна діагностика залізничної колії. Конспект лекцій. Частина 1. Надійність / Воробейчик Л. Я. ; ДДТУЗТ. – Дніпропетровськ, 2001. – 36 с.
6. Основы методики подбора материала геотекстиля для обеспечения более продолжительного срока его службы / Блажко Л. С., Штыков В. И., Бушуев М. В., Пономарёв А. Б. Москва, 2002.
7. Применение геосинтетических материалов для борьбы с растительностью / Трорик Д. Р., Желновач В. С., Шахматов В. А. // Науковотехнічний збірник ХНАГХ – Харків: ОАО «Укргідропроєкт», 2010. – С. 106-112.
8. Покращення оцінки стану колії з використанням середньоквадратичного відхилення геометричних параметрів / Патласов О. М., Уманов М. Й. // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Збірник наукових праць – Дніпропетровськ, 2012. – № 40 – С. 109-114.
9. Применение тканого геотекстиля «Геоспан» при строительстве железных дорог : [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.domcomfort.ru/index.php?id=106>.

10. Рекомендації щодо застосування геотекстильних матеріалів для капітального ремонту земляного полотна: УДК 625.172:625.12(083.75). Затверджено 14.04.2003 р., ЦП-3/14 / Петренко В.Д., Гузченко В.Т., Тютюкін О.Л., Купрій В.П. – Київ, 2007. – 33 с.
11. Технічні вказівки щодо оцінки стану рейкової колії за показниками колієвимірювальних вагонів та забезпечення безпеки руху поїздів при відступах від норм утримання рейкової колії: ЦП-0020. Затверджено 01.05.2012 – Київ, 2012. – 168 с.

Костык Б. В.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ГЕОТЕКСТИЛЯ В КОНСТРУКЦИИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ

В работе рассмотрены общие функции геотекстильных материалов, преимущества применения геотекстиля в конструкции железнодорожного пути и выполнение им заданных функций, разработана методика исследования эффективности применения геотекстиля в конструкции железнодорожного пути способом анализа лент путеизмерительными вагонами.

Поліщук А. О.

Наукові консультанти – проф. Лучко Й. Й., асист. Ковальчук В. В.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ТЕМПЕРАТУРИ ПО КОНСТРУКЦІЯХ ЗАЛІЗНИЧНИХ МОСТІВ

У роботі наведені результати статистичних даних дефектності прогонових будов залізничних мостів та експериментальних вимірювань розподілу температури по поверхнях залізобетонних, металевих та сталезалізобетонних прогонових будов мостів. За результатами експериментальних вимірювань розроблені рекомендації щодо врахування температурних впливів при розрахунку напружено-деформівного стану мостових конструкцій.

Вступ. Залізничні та автодорожні мости – значна частка національного здобутку, одна із найважливіших складових інфраструктури України. Водночас догляд за ними зменшується, їх стан погіршується, що призводить до закриття руху через незадовільний технічний стан або внаслідок аварії моста, що спричиняє значні соціальні та економічні втрати. На жаль, ані суспільство, ані владні структури України не вбачають в цьому соціальної та економічної небезпеки для держави.

Мета досліджень. Виконати аналіз технічного стану прогонових будов мостів та провести експериментальні дослідження розподілу температури по поверхнях залізничних мостових конструкцій, надати рекомендації щодо врахування температурних впливів при їх проектуванні.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз нормативних документів показав, що існують розбіжності між українськими [1] та закордонними нормативними документами [4, 6] щодо врахування розподілу температури у мостових конструкціях.

Згідно з ДБН В.2.3-14 [1] нормативні температурні кліматичні впливи необхідно враховувати при розрахунках за граничними станами другої групи для мостів усіх систем. При цьому середню по перерізу нормативну температуру рекомендовано приймати такою, що рівна для залізобетонних елементів у холодний період року нормативній температурі довкілля, а в теплий період року нормативній температурі довкілля за винятком величини, чисельно рівної $0,2a$, але не більше $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, де a – товщина елемента або його частини в сантиметрах, включаючи дорожній одяг проїздної частини автодорожніх мостів.

У працях [5, 7, 8.] зазначено, що для визначення температурних напружень та деформацій важливими є теоретичні та експериментальні дослідження розподілу температури в елементах прогонових будов внаслідок кліматичних та технологічних впливів. За даними вимірювань розподілу температур при обстеженні балкового моста зі сталевими балками в Канаді та подальших розрахунків температурних напружень [7] були отримані дані, що розподіл температури повинен враховуватися при проектуванні мостових споруд.

Прийняття науково обґрунтованих рішень про потребу у відновлювальному ремонті того чи іншого елемента моста можливе на основі об'єктивних оцінок його технічного стану та залишкового ресурсу. Одним із найбільш ефективних способів оцінювання технічного стану конструкцій та споруд, які працюють при зовнішніх силових навантаженнях та змінних сезонних і добових температурах, є моніторинг їхнього напружено-деформівного стану [2], який дає можливість отримати об'єктивну інформацію щодо історії навантаження елемента конструкції впродовж його життєвого циклу та визначити термін його експлуатаційної придатності.

Виклад матеріалу дослідження. Аналіз технічного стану залізничних та автодорожніх мостів України характеризується наступними показниками – 10 % залізничних мостів та 54 % мостів на дорогах загального користування не задовільняють вимогам ДБН В.2.3.-14:2006 “Мости і труби – правила проектування”; 11 % мостів на дорогах загального користування потребують негайного капітального ремонту чи реконструкції.

Стан мостів на залізницях дещо кращий, аніж на дорогах загального користування. Проте кількість дефектних прогонових будов залізничних мостів збільшується щороку приблизно на 0,15 % від загальної кількості. Так, станом на 01.01.2012р. 12 % металевих (рис.1) та 7 % залізобетонних прогонових будов мають технічні несправності (рис. 2), а 1,8 % потребують заміни через експлуатаційні дефекти (розшарування металу і тріщини). Дана ситуація зумовлена малим фінансуванням та неналежним утриманням споруд. Україна витрачає в 5–6 разів менше коштів за Німеччину або Францію, на капітальний ремонт – в 60 разів менше за США [3].

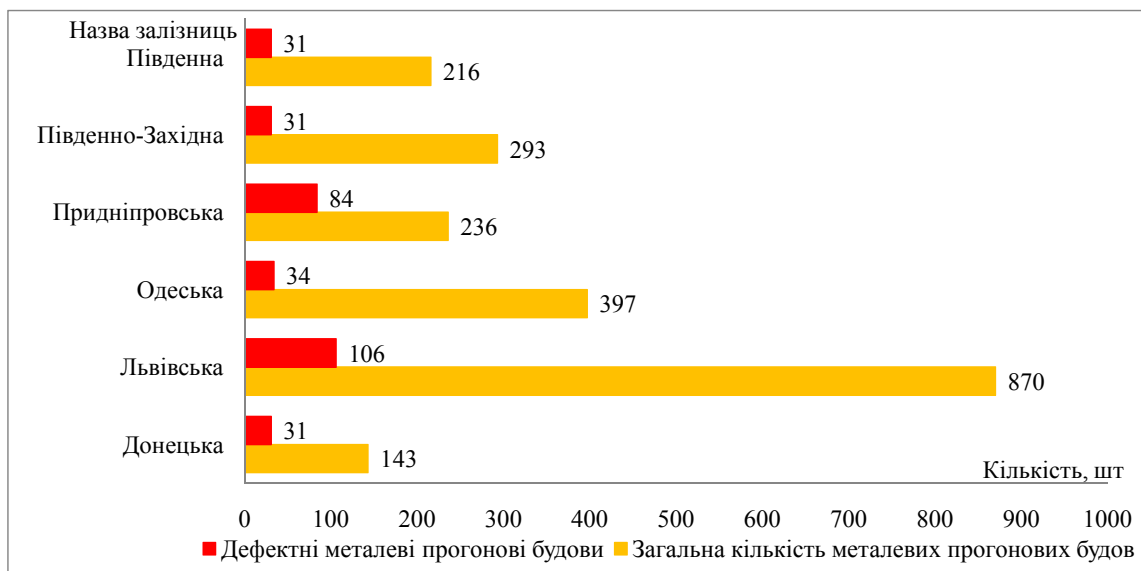


Рис.1. Розподіл дефектних металевих прогонових будов Укрзалізниці

Тенденція до збільшення кількості дефектних споруд може зберігатися ще протягом декількох років, оскільки майже 70 % усіх штучних споруд залізниці перетне 50-ти, а 20 % – 100 річний термін експлуатації. Споруди віком понад 100 років перебудовують у плановому

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди" порядку, із врахуванням того титульними планами капітального ремонту штучних споруд щорічно має плануватися ліквідація все більшої кількості дефектних споруд.

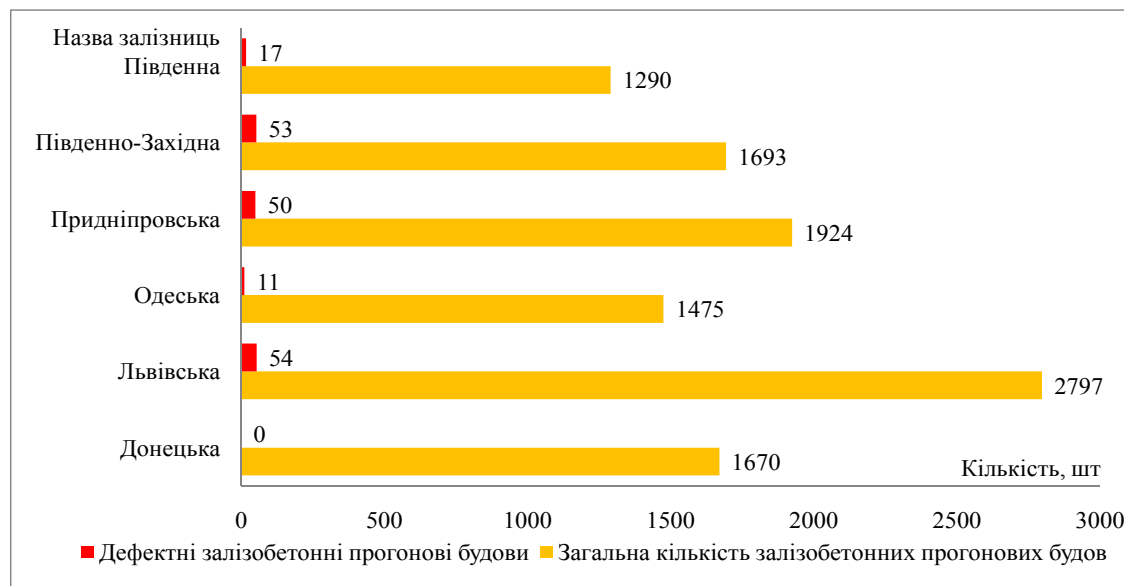


Рис. 2. Розподіл дефектних залізобетонних прогонових будов Укрзалізниці

Основні аспекти проведеного аналізу були предметом вивчення і узагальнення науковців та виробників, і потребують подальшого дослідження та вивчення.

Об'єктами досліджень розподілу температури були прогонові будови залізобетонного, металевих та сталезалізобетонних залізничних мостів, які розташовані на перегоні Підзамче – Львів Львівської залізниці. Їх повздовжня вісь орієнтована із північного заходу на південний схід. Експериментальні дослідження розподілу температури по їх поверхнях проводились у лютому 2013 р.

Вимірювання температури поверхні здійснювалося тепловізором testo 875-1, а температури навколишнього середовища – за допомогою електронного термометра-1508.

Після вимірювання весь експериментальний матеріал аналізували в лабораторних умовах із використанням персонального комп'ютера та тепловізора.

Як показали результати експериментальних досліджень, температура розподіляється неодинаково у вертикальному напрямку балки. Найнижчі температурні градієнти на зовнішній поверхні залізобетонної балки при температурі зовнішнього середовища $+5,0^{\circ}\text{C}$ були зафіксовані у її верхній полиці у межах від $+0,1^{\circ}\text{C}$ до $+1,2^{\circ}\text{C}$ у той час, як у стінці та нижній полиці балки температура коливалася у межах $+1,2^{\circ}\text{C}$ до $+2,6^{\circ}\text{C}$.

На внутрішній поверхні залізобетонної балки температура розподіляється таким чином: у верхній полиці вона змінюється у межах від $-0,4^{\circ}\text{C}$ до $-1,4^{\circ}\text{C}$, а у стінці та її нижній полиці від $+0,0^{\circ}\text{C}$ до $+0,7^{\circ}\text{C}$.

Аналіз температурних градієнтів на зовнішній та внутрішній поверхнях металевих балки при температурі зовнішнього середовища $-1,8^{\circ}\text{C}$ показав, що на зовнішній поверхні металевих балки температура змінюється у межах від $-1,8^{\circ}\text{C}$ до $+1,0^{\circ}\text{C}$, у той час, як по внутрішній поверхні вона змінюється у межах від $-1,8^{\circ}\text{C}$ до $-0,2^{\circ}\text{C}$.

Отже, зовнішня сторона балки має вищу температуру за внутрішню сторону балки, при цьому різниця коливається у межах $+1,0^{\circ}\text{C}$.

При температурі навколишнього середовища $+3^{\circ}\text{C}$ стінки балки з її внутрішньої сторони не встигають прогрітися до додатної температури. Розподіл температури на внутрішній стороні

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"
балки має лише від'ємні значення. В той же час на зовнішній вона розподіляється від додатних до від'ємних значень.

Температура по сталезалізобетонній балці моста розподіляється неодинаково у вертикальному напрямку. Найнижчі температурні градієнти на зовнішній поверхні сталезалізобетонної балки при температурі зовнішнього середовища $+5,0^{\circ}\text{C}$ були зафіксовані у залізобетонній плиті у межах від $-0,1^{\circ}\text{C}$ до $-1,1^{\circ}\text{C}$ у той час, як у металевій балці температура змінювалася у межах від $+0,5^{\circ}\text{C}$ до $+3,6^{\circ}\text{C}$.

На внутрішній поверхні сталезалізобетонної балки температура розподіляється таким чином: у плиті залізобетонної балки температура змінюється у межах від $-0,1^{\circ}\text{C}$ до $-0,6^{\circ}\text{C}$, у той час, як у металевій балці температура змінюється у межах від $+0,4^{\circ}\text{C}$ до $+3,0^{\circ}\text{C}$.

Проаналізуємо перепад температури між зовнішньою (фасадна балка, яка зазнає впливу сонячної радіації) та внутрішньою (балка, яка знаходиться у тіні) сторонами балок залізничних мостів.

При виконанні даного аналізу вибираємо точки, розташовані на зовнішній та внутрішніх поверхнях балки одна навпроти одної.

Результат аналізу перепаду температури між зовнішньою та внутрішньою поверхнями балки залізобетонного моста наведений на рис. 3, металевого – рис. 4 та сталезалізобетонного на рис. 5.

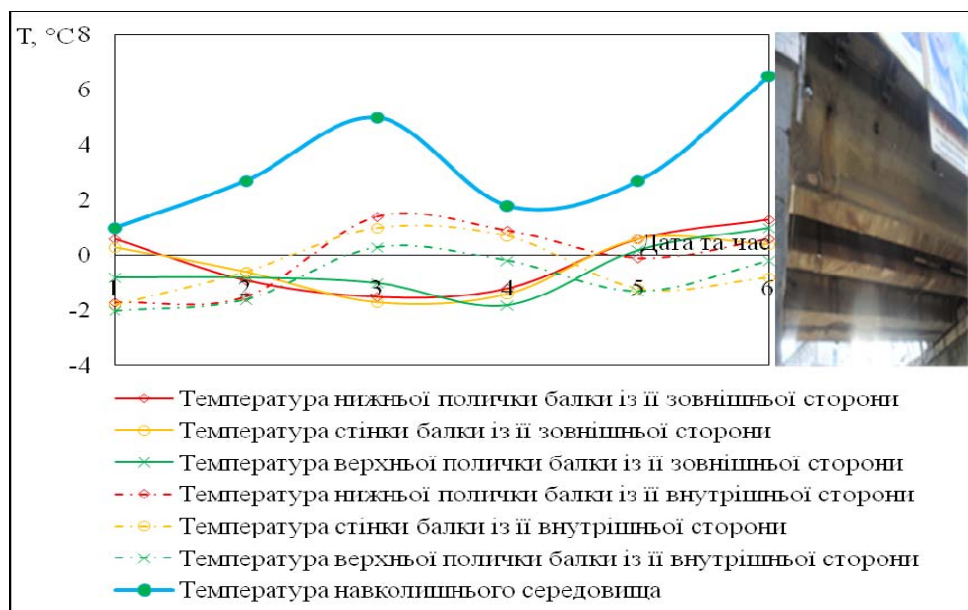


Рис. 3. Перепад температури між зовнішньою та внутрішньою сторонами залізобетонної балки

Як показали дослідження, за ясної погоди між зовнішньою та внутрішньою сторонами залізобетонних балок моста виникає перепад температур, оскільки спрямована до сонця сторона балки прогрівається до більшої температури, аніж її протилежна сторона. Із рис. 4 видно, що максимальний перепад температури між зовнішньою та внутрішньою поверхнями зафіксовано 04.02.2013 р. о 14:00 год. у нижній полицці він складає $-2,9^{\circ}\text{C}$, у стінці балки – $-2,7^{\circ}\text{C}$ та у верхній полицці – $-1,6^{\circ}\text{C}$.

Із рис. 5 видно, що температура розподіляється нерівномірно у вертикальному напрямку металевій балки. Повернуті до сонця стінки балки нагріваються до більшої температури, аніж верхня та нижня полицьки балки. У добу 05.02.2013 р. о 08:10 год. максимальна величина

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"
 перепаду температури між зовнішньою та внутрішньою поверхнями металевої балки склала +4,2 °С.

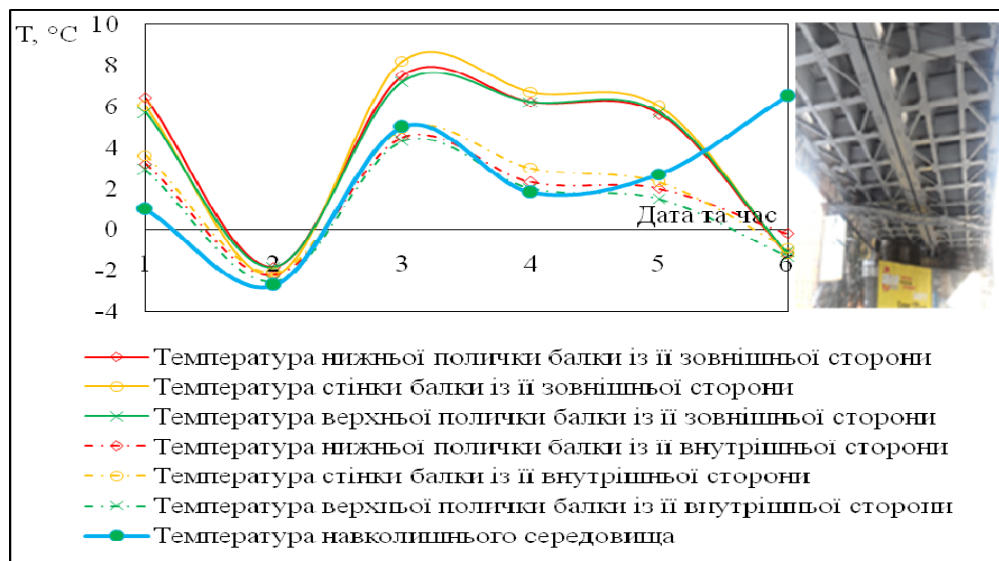


Рис.4. Перепад температури між зовнішньою та внутрішньою сторонами металевої балки

Аналіз перепаду температури між зовнішньою та внутрішньою поверхнями металевої балки сталезалізобетонного моста показав, що максимальна величина перепаду температури була зафіксована 04.02.2013 р. за сонячної погоди, о 14:20 год. металева балка прогрілася до температури +1,3 °С, а внутрішня мала від'ємну температуру -1,1 °С. При цьому температурний перепад склав +2,4 °С.

Між зовнішньою та внутрішньою поверхнями залізобетонної плити максимальний температурний перепад у поперечному її напрямку зафіксовано 04.02.2013 р. і він склав +1,8 °С.

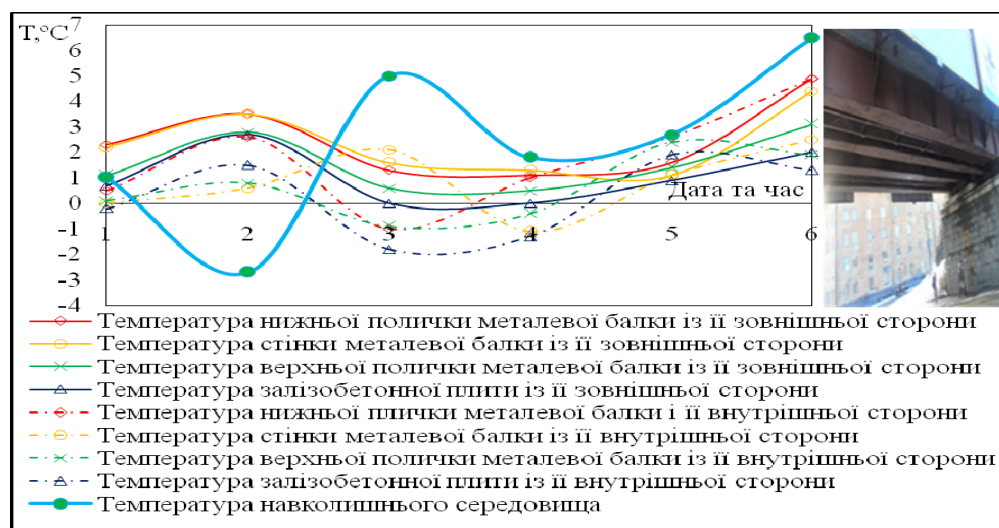


Рис. 5. Перепад температури між зовнішньою та внутрішньою сторонами сталезалізобетонної балки

Висновки: під час розрахунків прогонних будов мостів на дію кліматичних температурних впливів зважати на такі аспекти:

– початковий розподіл температур за перерізом рекомендується приймати за даними замірів для існуючих споруд, або за даними замірів для конструкцій аналогів;

– середню температуру залізобетонної балки за кліматичним районом можна приймати такою, що дорівнює максимальній температурі навколишнього середовища, яка зафіксована у даному районі плюс 5 °С у теплий період року та рівною найнижчій температурі навколишнього середовища, яка зафіксована у зимовий період року. При цьому середню температуру фасадної сторони балки необхідно визначати за температурою її полицок та стінки;

– для металевих мостів, які знаходяться із орієнтацією повздовжньої осі північ-південь середню температуру металевої балки необхідно збільшити на 10°С, що пояснюється із впливом сонячної радіації в обідні години доби за ясної погоди;

– при проектуванні сталезалізобетонних мостів їх температуру необхідно приймати як середньозважену за температурою полицок та стінки балки, а також залізобетонної плити;

– при односторонньому нагріванні конструкції слід виконувати розрахунки температурних полів і напружень для дня року, що приблизно відповідає умовам найбільш спекотної доби, а також для весняного періоду при суттєвій різниці між нічною та денною температурою повітря.

ЛІТЕРАТУРА:

1. ДБН В.2.3-14: 2006 „Споруди транспорту. Мости та труби. Правила проектування.” К., 2006. – 359 с.
2. Лучко Й. Й. Вимірювання напружено-деформованого стану конструкцій мостів при змінних температурах і навантаженнях. Монографія / Й. Й. Лучко, В. В. Ковальчук – Львів: Каменярь, 2012. – 235 с.
3. Лучко Й. Й., Распопов О. С. Будова та експлуатація штучних споруд [Текст]: За ред. д. т. н., проф. Й. Й. Лучка / М-во освіти і науки, молоді та спорту України; Дніпропетровський нац. ун-т залізнич. Транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – Львів: Каменярь, 2011.- 879 с.
4. AASHTO Guide specifications: Thermal effects in concrete bridge superstructures. Washington, DC: American Association of State Highway and Transportation Officials. – AASHTO, 1989. – 99 с.
5. Dilger W. H. Temperature Stresses in Composite Box Girder Bridges / W. H. Dilger, A. Ghali, M. Chan, M. S. Cheung, M. A. Maes // Journal of Structural Engineering.– 1983. – v.109. – №6. – P.1460 - 1478.
6. EN_1991-1-5-2009 Еврокод 1 воздействия на конструкции Часть 1-5. Общие воздействия. Температурные воздействия. Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь-Минск, 2009. – 38 с.
7. Prakash Rao. D. S. Temperature Distribution and Stresses in Concrete Bridges / D. S. Prakash Rao // American Concrete Institute, ACI Journal.:USA, 1986. – V. 83 – №4. – P. 588–596.
8. Priestley. Ambient Thermal Response of Concrete Bridges / Priestley, M.J.N., Buckle, I.G. – Bridge Seminar, 1978. – Summary Volume 2.

Полищук А. О.

Научные консультанты – проф. Лучко Й. Й., асист. Ковальчук В. В.

ЭКСПЕРЕМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУР ПО МОСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЯХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ МОСТОВ

В работе приведены результаты статистических данных дефектности пролетных строений железнодорожных мостов, экспериментальных измерений распределения температуры по поверхностям железобетонных, металлических и сталежелезобетонных пролетных строений мостов. По результатам экспериментальных измерений разработаны рекомендации по учету температурных воздействий при расчете напряженно-деформированного состояния мостовых конструкций.

УМОВИ ВИНИКНЕННЯ ВИДИМОГО СЛІДУ ПІД ЧАС РУХУ ГРЕБЕНЯ КОЛЕСА ПО ПОВЕРХНІ КОЧЕННЯ ГОЛОВКИ РЕЙКИ

Розглянуто задачу про виникнення видимого сліду на поверхні кочення головки рейки під час руху по ній гребеня колеса. На підставі розв'язків контактної задачі Герца досліджено вплив на величину напружень навантаження, геометричних параметрів колеса і головки рейки.

В залізничній практиці трапляються випадки сходження рухомого складу внаслідок вкочування колеса гребенем на головку рейки [1, 2]. Залишивши поза увагою причини виникнення зазначеного явища, дослідимо граничне навантаження зі сторони колеса, за якого на поверхні кочення головки рейки в місці контакту з нижньою (неробочою) частиною гребеня колеса залишатиметься видимий слід, тобто матимуть місце пластичні деформації.

Задача контакту кочення двох пружних тіл з однаковими характеристиками пружності, як у випадку колеса і рейки, може бути представлена окремо у вигляді нормальної і тангенційної задач [3]. Мета першої задачі полягає у визначенні розмірів і форми площинки контакту, а також розподілу нормальних контактних напружень. Результати розв'язків нормальної задачі використовують для знаходження розв'язків тангенційної, яка полягає у визначенні розподілу дотичних напружень і моменту в зонах зчеплення і проковзування контактної площинки.

Г. Герцем дано математичний розв'язок нормальної задачі, котра формулюється наступним чином. Два ненавантажені тіла (поверхні кочення колеса і рейки) дотикаються в одній точці. Відстань між недеформованими тілами можна визначити за відомими радіусами кривизни R_j ($j=1,2$) тіл у точці контакту (рис. 1). Пружні властивості матеріалів колеса і рейки (модулі пружності E_j і коефіцієнти Пуассона ν_j) однакові. Якщо тіла навантажені нормальною силою, з'являється зона контакту еліптичної форми з більшою піввіссю a у напрямку поздовжньої осі рейки.

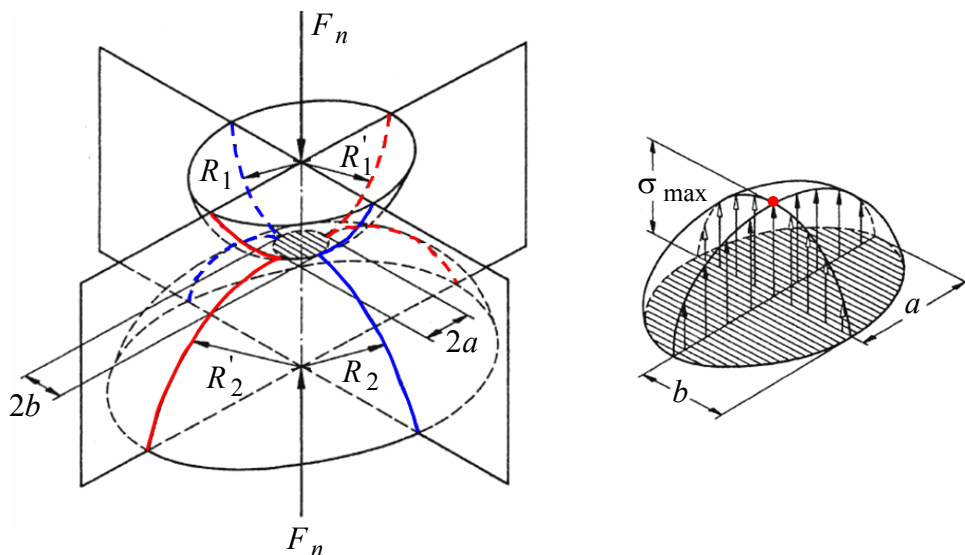


Рис. 1. Схема контакту двох тіл.

Нормальні напруження на поверхні кочення рейки і колеса залежать від навантаження колеса на рейку, радіусів кривизни поверхонь кочення колеса і рейки, властивостей їх матеріалів. Зазначимо, що контактна теорія Герца справедлива за наступних припущень [4]:

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"
матеріали тіл контакту однородні та ізотропні; сили тертя в зоні контакту відсутні; розміри контактної зони малі порівняно з розмірами спряжених тіл і характерними радіусами кривизни недеформованих поверхонь; для контактної задачі використано розв'язок лінійного пружного півпростору; контактні поверхні гладкі.

Для числових розрахунків потрібно врахувати, що робоча поверхня кочення головки рейки характеризується трьома ділянками I, II, III з відповідними радіусами кривизни $R_2^I=500 \text{ мм}$, $R_2^{II}=80 \text{ мм}$, $R_2^{III}=15 \text{ мм}$. Оскільки рейка пряма, то $R_2'=\infty$ у поздовжньому напрямку. Радіус кривизни R_1' для колеса залежить від діаметра D поверхні кочення, висоти h гребеня і становить $R_1'=D/2+h$; R_1 – радіус заокруглення гребеня колеса; H – товщина гребеня. Зазначимо також, що розміри площадки контакту і напруження залежать від кута ϕ між площиною колеса і поздовжньою віссю рейки (рис. 2).

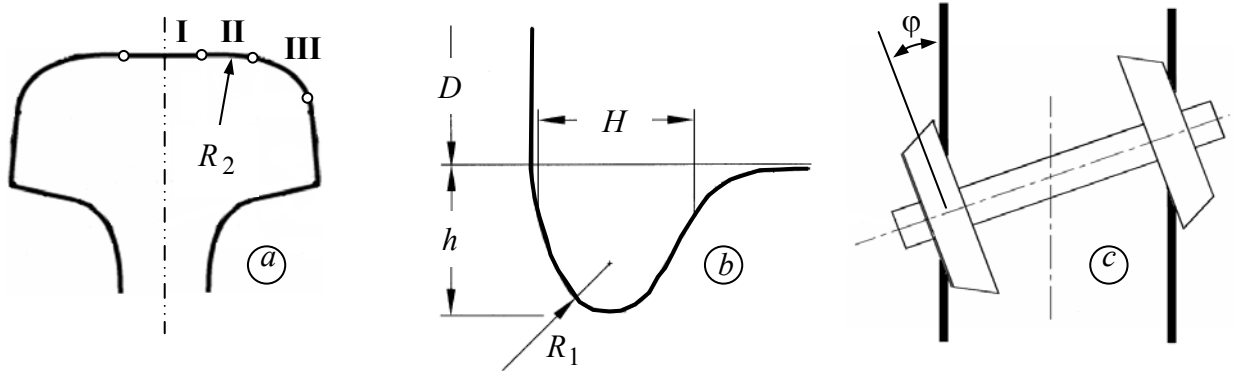


Рис. 2. Радіуси кривизни поверхонь головки рейки і гребеня колеса.

Для заданих значень R_j , ϕ визначаємо параметри B , A

$$B = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2'} \right) + \frac{1}{4} \sqrt{\left[\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right) + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right) \right]^2 - 4 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right) \sin^2 \phi}, \quad (1)$$

$$A = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2'} \right) - \frac{1}{4} \sqrt{\left[\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right) + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right) \right]^2 - 4 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right) \sin^2 \phi}.$$

Зазначимо, що контактна задача Герца зводиться до інтегральних рівнянь. Зазначені рівняння були розв'язані дослідниками для декількох сотень різноманітних комбінацій B/A , на підставі чого побудовані графіки коефіцієнтів C (рис. 3) [4]. За допомогою останніх визначають розміри площадки контакту, зближення спряжених тіл, найбільші напруження (нормальні, дотичні, октаедричні) тощо.

Під час розрахунків приймаємо однакові механічні характеристики матеріалів колеса і рейки ($E_1=E_2=2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\nu_1=\nu_2=0.3$). Для заданих модулів Юнга E , коефіцієнтів Пуассона ν і значень A , B визначаємо параметр Δ

$$\Delta = \frac{1}{A+B} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right). \quad (2)$$

Задаємося величиною навантаження F (стискання тіл). Для співвідношення B/A з графіків вибираємо значення коефіцієнтів C_b , k , C_σ . Після цього спочатку визначаємо

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"
розміри b , a області контакту, а потім – найбільші нормальні напруження $\sigma_{\max}$, які діють посередині еліптичної площадки (рис. 1)

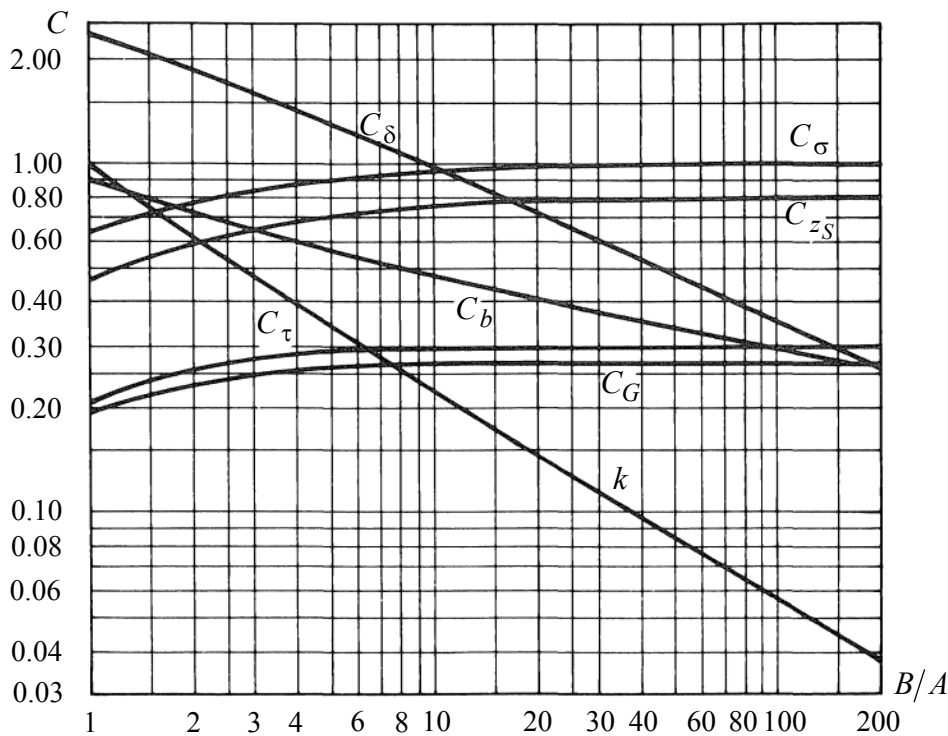


Рис. 3. Числові залежності коефіцієнтів C від співвідношення B/A .

$$b = c_b \sqrt[3]{F \Delta}, \quad a = b/k, \quad \sigma_{\max} = -c_{\sigma} \left(\frac{b}{\Delta} \right) \quad (3)$$

На рис. 4.а представлені графіки залежностей максимальних напружень $\sigma_{\max}$ від навантаження F . Криві I, II, III відповідають площадкам на поверхні кочення головки рейки (рис. 2.а). Для прикладу розглядали випадок колеса вагону. Видно, що залежності носять нелінійний характер. Штрихова горизонтальна лінія відповідає значенню допустимого напруження $[\sigma]=1000 \text{ МПа}$ для матеріалу рейки. Опустивши перпендикуляри з точок перетину кривих зі штриховою лінією, отримаємо граничне значення навантаження, за якого на головці рейки залишатиметься слід. З графіків видно, що пластичні деформації насамперед можуть виникнути на ділянці III головки рейки.

На рис. 4.б показана залежність граничного навантаження F від кутової координати φ (рис. 2.с). Крива залежності відповідає напруженню $[\sigma]=1000 \text{ МПа}$ і ділянці I поверхні кочення головки рейки. Видно, що чим більше значення кута φ , тим менші зусилля F притискання колеса до рейки, за якого на поверхні кочення виникатиме пластична деформація.

У таблиці 1 наведені числові результати граничних навантажень F , кг від параметрів коліс (рис. 2.б). Наведені дані стосуються коліс тепловозів, електровозів, моторвагонного рухомого складу [5] і відповідають ділянці I поверхні кочення головки рейки та значенням $\varphi=0^\circ$, $[\sigma]=1000 \text{ МПа}$. З наведених розрахунків видно, що зменшення значень діаметра D поверхні колеса і радіуса R_1 заокруглення гребеня (рис. 2.б) призводить до зростання ймовірності виникнення видимого сліду на головці рейки.

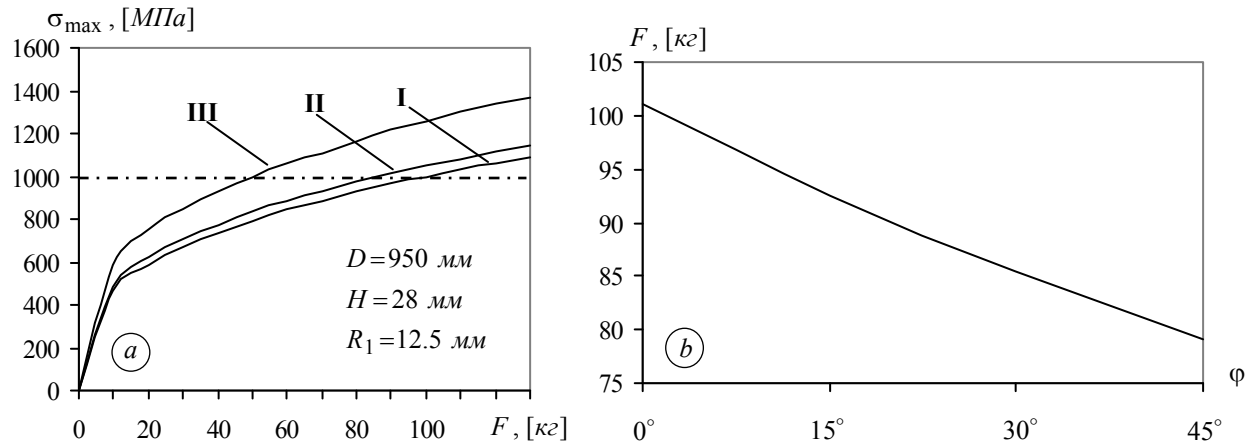


Рис. 4. Залежності напружень від навантаження і кутової координати.

Таблиця 1 Залежність граничного навантаження від геометричних параметрів колеса

D , мм	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	h , мм; H , мм; R_1 , мм									
	26.25; 23; 7	28; 30; 11.3	28; 33; 12.5	30; 33; 7	30; 33; 9	32; 29; 12.02	32; 33; 14.46	28; 29; 9.1	28; 30; 11.3	28; 33; 12.5
1250	57.5	117.6	130.7	58.7	87	121.4	145.9			
1220	52	112.4	125.2	57	79.3	118.2	143.3			
1050								73.7	102.5	110
950								70.4	97.1	101

Зазначимо, що розглянута задача відноситься до нетрадиційних, а її числові результати представляють практичний інтерес в питаннях трасології у судовій експертизі залізничних подій.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Сокол Э. Н. Сходы с рельсов и столкновения подвижного состава. – К.: Транспорт України, 2004. – 368 с.
2. Лысюк В. С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 2002. — 215 с.
3. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: Пер. с англ. /У. Дж. Харрис, С. М. Захаров, Дж. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсен. М.: Интекст, 2002. — 408 с.
4. A. P. Boresi, R. J. Schmidt, O. M. Sidebottom Advanced Mechanics of Materials / John Wiley & Sons Inc., 1993. — 827 р.
5. Инструкция по формированию, ремонту и содержанию колесных пар тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм / М., Изд-во ОАО "Российские железные дороги", 2012. — 121 с.

Борух М. В., Осьмак И. И.

УСЛОВИЯ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ВИДИМОГО СЛЕДА ВО ВРЕМЯ ДВИЖЕНИЯ ГРЕБНЯ КОЛЕСА ПО ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ ГОЛОВКИ РЕЛЬСА

Рассмотрена задача о возникновении видимого следа на поверхности катания головки рельса во время движения по ней гребня колеса. На основании решений контактной задачи Герца исследовано влияние на величину напряжений нагрузки, геометрических параметров колеса и головки рельса.

Любас І.М.

Науковий консультант – доц. Баль О. М.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ЗВИЧАЙНИХ СТІЛОЧНИХ ПЕРЕВОДІВ ДЛЯ МАГІСТРАЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

В даній роботі зроблено класифікацію існуючих проектів звичайних стрілочних переводів магістрального транспорту за їх призначенням, основними характеристиками, конструктивними особливостями та визначено і проаналізовано середні напрацювання до відмови за різними критеріями.

Вступ. На залізницях України на даний час експлуатується понад 50 тис. стрілочних переводів та глухих пересічень. Більшість з них (98%) – це поодинокі звичайні стрілочні переводи. В даному дослідженні приймають участь всі основні конструкції стрілочних переводів, які експлуатуються на залізницях України. Для основних конструкцій стрілочних переводів збираються дані по їх відмовам в колії. Згідно отриманих даних про відмови елементів стрілочних переводів формуються окремі вибірки і визначаються показники експлуатаційної стійкості елементів стрілочних переводів.

Метою досліджень відмов звичайних стрілочних переводів є на основі вивіренних даних щодо відмов елементів стрілочних переводів під час експлуатації в колії порівняти вплив конструктивних особливостей стрілочних переводів різних проектів та призначення колії на величину середнього напрацювання до відмови і надати можливість головному управлінню колійного господарства приймати рішення при закупівлі

Об'єкт дослідження. Дослідженням підлягали стрілочні переводи та їх елементи, що знаходяться в головних та приймально – відправних коліях на всіх напрямках мережі залізниць України.

На основі каталогів [1, 2, 3, 4] стрілочної продукції розроблена класифікація основних конструкцій стрілочних переводів базових та нових проектів. Розподіл стрілочних переводів по проектам наведений в презентації для виробництва ТОВ «Керченського стрілочного заводу» (далі – КСЗ) та для виробництва ВАТ «Дніпропетровського стрілочного заводу» (далі – ДнСЗ). Повна класифікація проектів стрілочних переводів також відображена в розробленій ДНУЗТом автоматизованій формі обліку ДНУЗТ – 6А у форматі Microsoft Excel, яка наповнена даними з основних проектів стрілочних переводів, які використовуються на залізницях України

Конструкції стрілочних переводів, які прийняті в дослідження для порівняння.

Для визначення впливу конструктивних особливостей сучасних стрілочних переводів на показники експлуатаційної стійкості в даній роботі виділено такі основні конструкції стрілочних переводів:

1. Хрестовина:

- Збірна, з косою врізкою осердя (ЗКВО);
- З поворотним осердям (ПС);
- Типу загальної відливки осердя (ЗЗВО);
- Суцільнолита (С);
- Моноблочна (М);
- З гнучко – поворотним сердечником (ГПО);
- Збірної конструкції з косою передньою врізкою (ЗВ).

2. Рамна рейка – вістряк:

- Гнучкий вістряк (ГВ);
- Гнучкий вістряк з приварними рейковими закінченнями дотичного типу (ГПЗД);

- Гнучкий, дотичного типу (ГД);
- Поворотні вістряки (ПО);
- Гнучкі вістряки з приварними рейковими закінченнями (ГПЗ).

Показники, що визначалися під час статистичних досліджень

У процесі виконання досліджень були розраховані наступні основні показники експлуатаційної стійкості елементів стрілочних переводів:

1. Середнє напрацювання до відмови T при швидкостях до 140 км/год при зміні окремих елементів стрілочних переводів (вістряків, рамних рейок, хрестовин) в залежності від:
 - Номера проекту стрілочного переводу;
 - Тиру стрілочного переводу;
 - Марки стрілочного переводу;
 - Призначення колій (головні чи приймально – відправні);
 - Заводу – виробника;
 - Причини вилучення (знос чи дефект).
2. Середньоквадратичні відхилення напрацювання;
3. Мінімальні та максимальні значення напрацювання;
4. Коефіцієнт варіації (достовірності даних).

Мінімальні $T_{\min}$ та максимальні $T_{\max}$ значення напрацювання згідно довірчих меж визначались при заданому рівні ймовірності $\alpha=0,05$.

При визначенні середнього напрацювання до відмови елементів стрілок та хрестовин застосовувались фільтри вихідної інформації про відмови, а саме:

- Вилучались старопридатні стрілочні переводи;
- Вилучались стрілочні переводи зняті під час капітального ремонту чи реконструкції станції, демонтажу, заміні на інший тип, внаслідок сходу поїзда;
- Вилучались стрілочні переводи з недостатньо заповненою інформацією дистанціями колії;
- Вилучались стрілочні переводи з недостовірними даними про них.

Розрахунки середнього напрацювання до відмови і довірчих відхилень. Дані розрахунки приведені в таблиці 1 і в таблиці 2.

Проаналізуємо середні напрацювання до відмови (та мінімальні напрацювання) за фактором зносу для вузла рамна рейка – вістряк типу Р65, які працюють в :

- Головних коліях:
 1. Для гнучких вістряків ДнСЗ проекту Дн365.00.000; (-01) на 9 % (4 %) менші ніж для проекту 65111Ж-01.00.000-02; (-03), тобто ці проекти з гнучкими вістряками є рівнонадійні;
 2. Для поворотних вістряків ДнСЗ проекту 1740.00.000-00; (-02) на 7 % (6 %) більші ніж для проекту М1740.00.000-08; (-09), дані проекти забезпечують експлуатаційну стійкість;
 3. Для гнучких вістряків ДнСЗ проекту 65111Ж-01.00.000-02; (-03) на 29 % (18 %) більші ніж для поворотних вістряків проекту 1740.00.000-00; (-02);

Таблиця 1. Розрахунки середнього напрацювання до відмови і довірчих відхилень вузла рамна рейка - вістряк

Розрахунки середнього напрацювання до відмови і довірчих відхилень							
вузла рамна рейка - вістряк							
	Кількість	Середнє напрацювання до відмови, Т	Зміщене відхилення	Середньоквадратичне відхилення	Т _{мін}	Т _{мак}	Коефіцієнт варіації
ЗНОС							
ДнСЗ	Головні колії						
	180/400_Р65_1/12_ГБ						
	Дн 365.00.000; (-01)	21	218,97	75,61	32,34	186,63	0,148
	120/400_Р65_1/9_ДД						
	M2215.00.000-08; (-09)	68	168,72	89,93	21,38	147,35	0,127
	120/400_Р65_1/11_ГБ						
	65111Ж-01.00.000-02; (-03)	60	238,88	178,47	45,16	193,72	0,189
	140/400_Р65_1/11_ДД						
	1740.00.000-00; (-02)	657	178,17	149,53	11,48	158,73	0,067
	140/38_Р65_1/11_ДД						
	M1740.00.000-08; (-09)	653	158,31	116,41	8,95	149,36	0,056
	Приймально-відправні колії						
	140/400_Р65_1/9_ДД						
	2215.00.000-03; (-01)	98	72,57	68,94	13,65	58,95	0,188
	120/400_Р65_1/9_ДД						
КСЗ	M2215.00.000-08; (-09)	72	41,91	34,93	8,07	33,84	0,193
	140/400_Р65_1/11_ДД						
	1740.00.000-00; (-02)	169	76,76	67,29	13,15	63,61	0,171
	140/38_Р65_1/11_ДД						
	M1740.00.000-08; (-09)	236	53,63	51,35	6,35	47,08	0,122
КСЗ	Головні колії						
	140/400_Р65_1/11_ДД						
	1740.00.000-00; (-02)	197	141,12	141,25	19,72	121,40	0,148
	140/38_Р65_1/11_ДД						
	У1740.00.000	218	145,32	159,33	21,15	124,17	0,146
ДнСЗ	У1740.00.000-04	26	106,84	39,01	14,99	91,85	0,141
	дефект						
	Головні колії						
	140/400_Р65_1/11_ДД						
	1740.00.000-00; (-02)	212	189,72	166,68	22,41	167,38	0,118
ДнСЗ	140/400_Р65_1/11_ГБ						
	65111Ж-01.00.000-02; (-03)	31	287,29	144,25	58,78	236,51	0,177
	140/38_Р65_1/11_ДД						
	M1740.00.000-08; (-09)	195	172,90	143,33	20,40	152,51	0,118

4. Для поворотних вістряків КСЗ проекту 1740.00.000-00; (-02) на 3 % (3%) менші ніж для проекту У1740.00.000, тобто дані переводи забезпечують експлуатаційну стійкість;

5. Для поворотних вістряків ДнСЗ проекту 1740.00.000-00; (-02) на 17% (24%) більші ніж для проекту КСЗ 1740.00.000-00; (-02), це говорить про те, що проект ДнСЗ напрацювання забезпечує краще;

- Приймально – відправних коліях:

1. Для поворотних вістряків ДнСЗ проекту 2215.00.000-08; (-09) на 42 % (43%) більші ніж для проекту M2215.00.000-08; (-09);

2. Для поворотних вістряків ДнСЗ проекту 1740.00.000-00; (-02) на 30 % (26%) більші ніж для проекту M1740.00.000-08; (-09);

Таблиця 2. Розрахунки середнього напрацювання до відмови і довірчих відхилень вузла хрестовина

Розрахунки середнього напрацювання до відмови і довірчих відхилень							
вузла - хрестовина							
	Кількість	Середнє напрацювання до відмови, Т	Зміщене відхилення	Середньоквадратичне відхилення	Т _{мін}	Т _{мах}	Коефіцієнт варіації
Знос							
ДнСЗ	Головні колії						
	140/40,Р65,1/11,3ВВ						
	1740.00.000-00;(-02)	413	156,97	116,20	11,21	145,76	0,071
	140/50,Р65,1/11,3ВВ						
	М1740.00.000-08;(-09)	406	156,26	124,46	12,11	144,15	0,077
	Приймально-відправні колії						
	140/40,Р65,1/11,3ВВ						
	1740.00.000-00;(-02)	72	115,24	77,44	17,89	97,35	0,155
	140/50,Р65,1/11,3ВВ						
	М1740.00.000-08;(-09)	90	79,07	79,86	16,58	95,57	0,209
КСЗ	Головні колії						
	100/40,Р65,1/9,3В						
	1160.00.00.000	7	65,85	14,45	18,78	55,15	0,163
	140/40,Р65,1/11,3ВВ						
	1740.00.000-00;(-02)	59	168,30	115,08	29,36	138,94	0,174
	У1740.00.000	146	138,86	127,45	28,67	138,19	0,149
ДнСЗ	дефект						
	Головні колії						
	140/40,Р65,1/11,3ВВ						
	1740.00.000-00;(-02)	674	149,13	187,48	8,11	141,81	0,054
	140/50,Р65,1/11,3ВВ						
	Дн 290.00.000;(-01)	58	138,92	94,87	24,21	114,71	0,174
	М1740.00.000-08;(-09)	364	152,66	126,97	13,84	139,62	0,085
	Приймально-відправні колії						
	140/50,Р65,1/11,3ВВ						
	М1740.00.000-08;(-09)	61	181,93	79,42	19,38	82,88	0,196
КСЗ	Головні колії						
	140/40,Р65,1/11,3ВВ						
	1740.00.000-00;(-02)	97	132,83	86,63	17,24	114,79	0,131
	У1740.00.000	119	142,84	126,33	22,78	128,14	0,159

Проаналізуємо середні напрацювання до відмови (та мінімальні напрацювання) за фактором дефект для вузла рамна рейка – вістряк типу Р65, які працюють в головних коліях для ДнСЗ:

- Для поворотних вістряків проекту 1740.00.000-00; (-02) є на 9 % (9%) більша ніж для проекту М1740.00.000-08; (-09), але дана похибка дозволяє говорити про те, що дані стрілочні переводи є рівнонадійними.

Аналізуємо середні напрацювання до відмови (та мінімальні напрацювання) за фактором зносу для вузла хрестовина типу Р65, які працюють в:

- Головних коліях:
 1. Для збірної хрестовини типу загальної відливки осердя ДнСЗ проекту 1740.00.000-00; (-02) є на 1 % (1%) більші ніж для проекту із хрестовиною з косою врізкою осердя М1740.00.000-08; (-09), що говорить про їх однакове забезпечення стійкості;

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"

2. Для хрестовини збірної конструкції з косою передньою врізкою КСЗ проекту У1740.00.000 є на 21 % (18%) меншою ніж для проекту із збірною хрестовиною типу загальної відливки осердя 1740.00.000-00; (-02);
3. Для збірної хрестовини типу загальної відливки осердя ДнСЗ проекту 1740.00.000-00; (-02) на 7 % менш ніж для того ж проекту КСЗ, тобто ці проекти є рівнонадійними.

- прийнятно – відправних коліях:

1. Для збірної хрестовини типу загальної відливки осердя ДнСЗ проекту 1740.00.000-00; (-02) є на 31 % (36%) більші ніж для проекту із хрестовиною з косою врізкою осердя М1740.00.000-08; (-09), тобто проект з збірною хрестовиною типу загальної відливки краще забезпечує експлуатаційну надійність.

Аналізуємо середні напрацювання до відмови (та мінімальні напрацювання) за фактором дефект для вузла хрестовина типу Р65, які працюють в головних коліях:

- Для збірної хрестовини типу загальної відливки осердя ДнСЗ проекту 1740.00.000-00; (-02) є на 7 % (18%) і на 2 % (1%) більші ніж для проектів із збірною з косою врізкою осердя Дн290.00.000; (-01) та М1740.00.000-08; (-09) відповідно це говорить про їх рівнонадійність;
- Для збірної хрестовини типу загальної відливки осердя КСЗ проекту 1740.00.000-00; (-02) є на 8 % (5%) менші ніж для проекту з хрестовиною збірної конструкції з косою передньою врізкою У1740.00.000. Дані проекти однаково забезпечують експлуатаційну стійкість;
- Для збірної хрестовини типу загальної відливки осердя ДнСЗ проекту 1740.00.000-00; (-02) є на 11% (19%) більші ніж для того ж проекту КСЗ.

Для інших проектів не забезпечується коефіцієнт варіації.

Висновок. В результаті проведеного дослідження отримано порівняння експлуатаційної стійкості вузла рамна рейка – вістряк і хрестовини в залежності від їх призначення, основних характеристик, конструктивних особливостей.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Каталог изделий Днепропетровского стрелочного завода. – 2004. – 152 с.
2. Стрелочные переводы железных дорог Украины (Технология производства, эксплуатация в пути расчеты и проектирование): / Э.И.Даниленко, С.Д.Тараненко, А.П.Кутах; под ред. д.т.н Э.И. Даниленко: Киевський институт залізничного транспорту. – К., 2001. – 296 с;
3. Керченський стрілочний завод для магістрального транспорту . <http://www.ksw.com.ua/ua/>;
4. Дніпропетровський стрілочний завод . <http://www.dsz.dp.ua/ru/main/>

Любас И.Н.

Научный консультант – Баль О.М.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ОБЫКНОВЕННЫХ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ МАГИСТРАЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

В данной работе проведена классификация существующих проектов обычных стрелочных переводов магистрального транспорта по их назначению, основными характеристиками, конструктивными особенностями и определены и проанализированы средние наработки до отказа по различным критериям

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ КОЛЕСА ТА РЕЙКИ У БОКОВОМУ НАПРЯМКУ

У роботі досліджено зміну величини бокової сили, що призводить до розкантировки колії, від величини горизонтальної нерівності, кількості гнилих шпал у куці, швидкості рухомого складу та їх сукупної дії.

Вступ. Стійкість конструкції залізничної колії на дерев'яних шпалах проти горизонтального віджимання колесами рухомого складу значно впливає на безпеку руху поїздів, особливо за несприятливої дії рухомого складу у поєднанні з погіршеним станом залізничної колії.

На роботу рейки у горизонтальній площині під дією бокової сили впливає низка факторів, а саме: швидкість проходження рухомого складу, наявність на ділянці гнилих шпал та їх кількість, наявність нерівності та її величина, а також суміщення всіх цих факторів разом.

Аналіз літератури. Дослідженням роботи рейки у горизонтальній площині присвячені роботи Вериги М.Ф., Лисюк В.С., Сокол Е.М., Станкевич В.З [1, 2, 3, 4,]. Однак, як правило, ці дослідження торкалися роботи колії у стані нормальної експлуатації, при якій розрахункові моделі роботи рейки під навантаженням спрощуються і не враховують низки факторів. Це призводить до того, що при дослідженні роботи колії у граничному стані із застосуванням традиційних моделей результати розрахунків віджимання рейки не корелюються із результатами експериментальних досліджень [3]. У роботах [3, 4] враховано сумісну роботу рейки на горизонтальний вигин та кручення. Разом з цим ще не дослідженими залишаються такі питання:

- вплив наявності куців гнилих шпал, їх кількості та характеру роботи окремих шпал у куці;
- наявність динамічної взаємодії рейки на кручення і вигин та колеса у горизонтальній площині при проходженні колесом горизонтальної нерівності.

Для врахування цього на основі підходу [4] виконано уточнені розрахунки із врахуванням динамічної взаємодії, що відповідають наступній системі диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_y \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} + E J_y \frac{\partial^4 u_z}{\partial x^4} + f_z \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} - \frac{\partial \phi}{\partial t} h_1 \right) + U_z (u_z - h_1 \phi) = q_z \\ J_\phi \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} + D_\phi h_\phi^2 \frac{\partial^4 \phi}{\partial x^4} - C_\phi \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} - f_z \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} - \frac{\partial \phi}{\partial t} h_1 \right) h_1 - U_z (u_z - h_1 \phi) h_1 + f_\phi \frac{\partial \phi}{\partial t} + U_\phi \phi = q_\phi \end{cases} \quad (1)$$

Вихідні дані для розрахунку (рейка типу Р 65):

h_ϕ – відстань між центрами ваги підшви і головки рейки, $14,63 \cdot 10^{-2}$ м;

h_1 – відстань від основи підшви рейки до центра кручення її перерізу, $4,94 \cdot 10^{-2}$ м;

E – модуль Юнга матеріалу рейки, $2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м²;

G – модуль зсуву матеріалу рейки, $8 \cdot 10^{10}$ Н/м²;

F – площа поперечного перерізу рейки, $82,65 \cdot 10^{-4}$ м²;

J_y – осьовий момент інерції перерізу рейки відносно осі Y, $564 \cdot 10^{-8}$ м⁴;

J_z – осьовий момент інерції перерізу рейки відносно осі Z, $3540 \cdot 10^{-8}$ м⁴;

J_Γ – момент інерції головки рейки відносно осі Y, $158 \cdot 10^{-8}$ м⁴;

J_Π – момент інерції підшви рейки відносно осі Y, $447,2 \cdot 10^{-8}$ м⁴;

C_ϕ – жорсткість рейки при крученні, $7,24 \cdot 10^5$ Н·м²;

J_o – полярний момент інерції перерізу рейки, $4104 \cdot 10^{-8}$ м⁴;

m_y – приведена маса колії для 1м при рейках Р65, 65 Н/м;

J_ϕ – погонний момент інерції 1 м рейки.

Виклад матеріалу досліджень. Із використанням програмного пакету SCILAB було розроблено програмне забезпечення для виконання розрахунків.

Розв'язок системи диференціальних рівнянь (1) виконується із використанням методу скінченних різниць із представленням системи в матричному представленні

$$[M] \cdot \begin{pmatrix} \ddot{u}_z \\ \ddot{\phi} \end{pmatrix} + [C] \cdot \begin{pmatrix} \dot{u}_z \\ \dot{\phi} \end{pmatrix} + [K] \cdot \begin{pmatrix} u_z \\ \phi \end{pmatrix} = [P], \quad (2)$$

де $[P]$ – матриця навантажень; $[M]$ – матриця мас елементів; $[C]$ – матриця демпфування у з'єднувальних шарах; $[K]$ – матриця жорсткостей, яка враховує згинальну жорсткість балки та жорсткість від опирання.

Результати моделювання представлені двома вікнами, у яких імітується проходження колеса рухомого складу по ділянці колії із кушем гнилих шпал та нерівністю. Перше вікно (рис. 1) показує розподіл вздовж колії хвилі віджиму рейки за рахунок вигину, кручення та сумарну їх дію, а також розташування поперечного перерізу рейки під точкою прикладання сили.

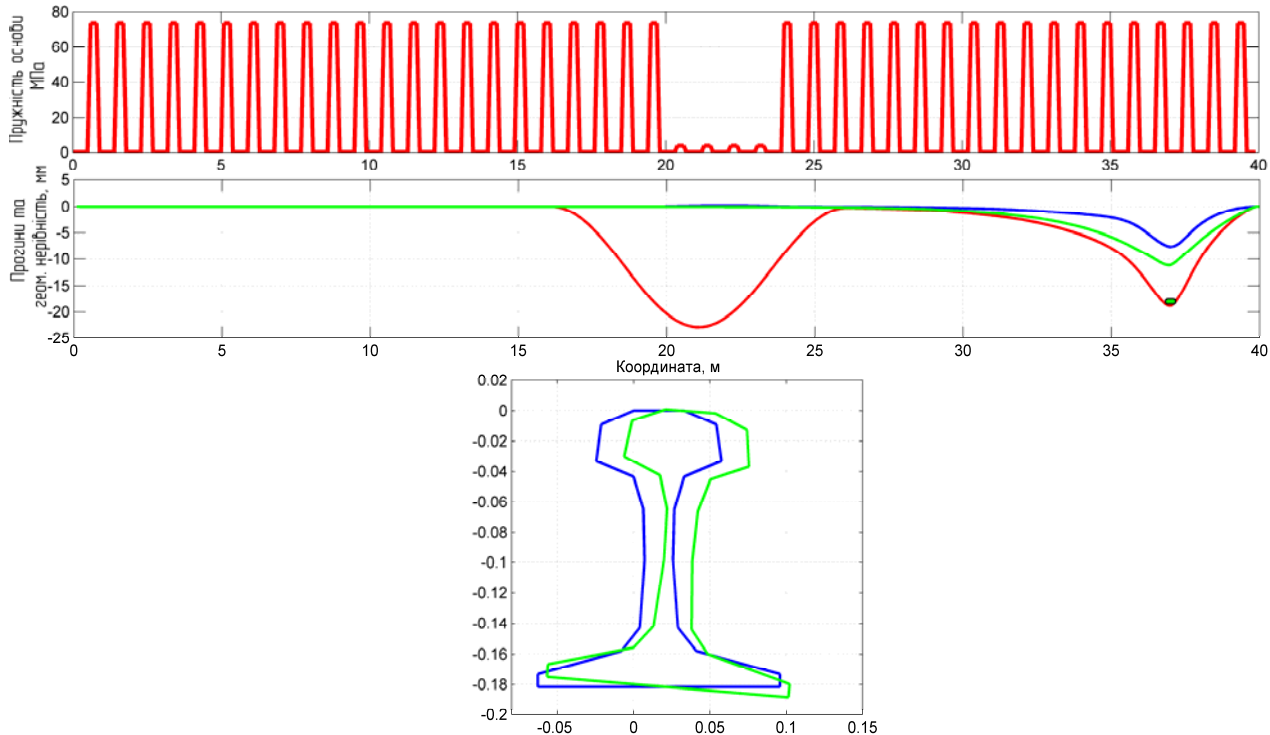


Рис. 1. Вікно програмного забезпечення SCILAB із зображенням розподілу вздовж колії хвилі віджиму рейки

Друге вікно показує графік прогину рейки за рахунок вигину, кручення та сумарний вигин. (рис 2).

Із використанням розробленої моделі динамічної взаємодії колії та рухомого складу виконують наступні дослідження:

1. вплив швидкості проходження рухомого складу на розкантировку колії;
2. вплив наявності на ділянці гнилих шпал та їх кількості на розкантировку колії;
3. вплив нерівності та її величини на розкантировку колії;
4. сумарний вплив зазначених факторів.

Гнилі шпали у куші, класифіковані згідно чинних нормативних документів, можуть мати певне значення пружності по відношенню до зсуву та повороту підшви рейки, тобто їх вплив не обов'язково повинен відповідати відсутності шпал. На даний час достовірно невідомо як значень пружності гнилих шпал, так і її частки відносно придатних шпал. Тому розглядали два

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"
 випадки частки пружності гнилих шпал: 5% та 0,1% відносно придатних шпал. Другий випадок
 відповідає повній втраті механічних властивостей гнилими шпалами.

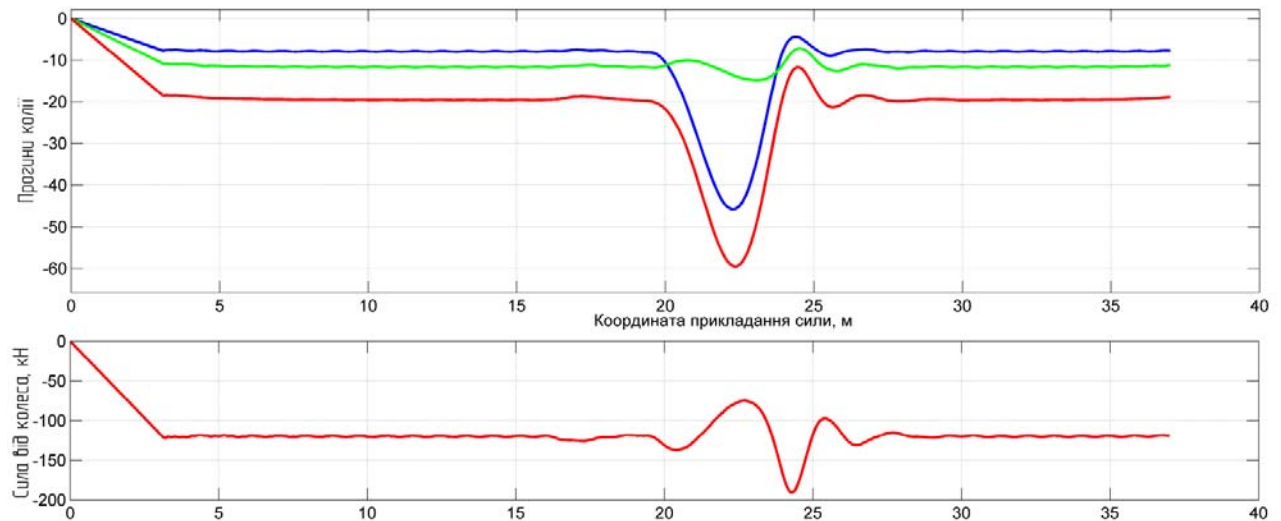


Рис 2 Вікно програмного забезпечення SCILAB із зображенням розподілу вздовж колії
 хвилі віджиму рейки

На основі отриманих результатів побудовано відповідні графіки (рис. 3-5)

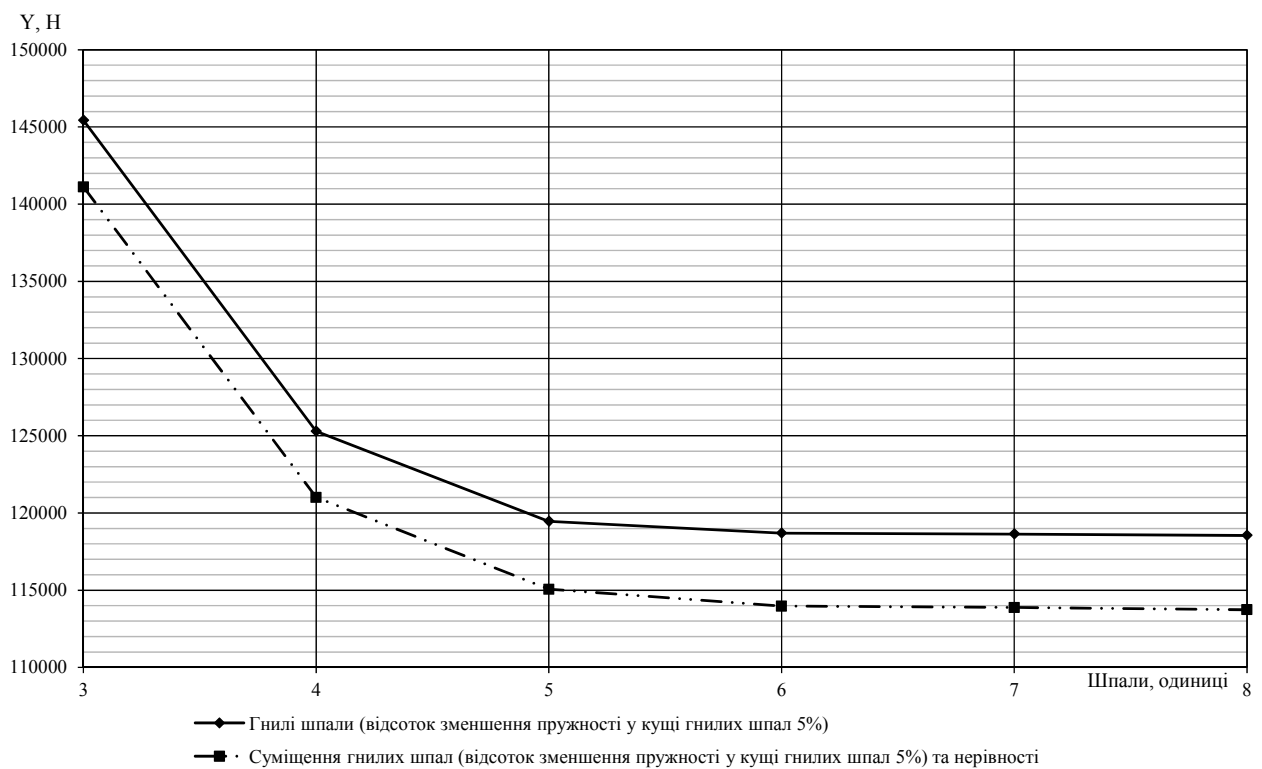


Рис. 3. Залежність бокової сили, що призводить до розкантовки колії, від гнилих шпал та суміщенні
 гнилих шпал із нерівністю, $v=80 \text{ км/год}$.

З графіка (рис. 3) видно, що збільшення кількості гнилих шпал призводить до зменшення
 величини сили для розкантовки колії. Сила, необхідна для розкантовки, при гнилих шпалах
 більша, ніж при суміщенні нерівності та гнилих шпал, оскільки при $v=80 \text{ км/год}$ виникає
 додаткова динамічна сила, породжена нерівністю. Різниця між цими силами складає 2,9-4,6%.
 При збільшенні гнилих шпал більше 6 видно, що сила практично не зменшується і становить
 114 кН. Це пов'язано з тим, що навіть при 5% пружності гнилих шпал у куці вони чинять
 значний вплив на стійкість колії проти розкантовки.

Для врахування випадку відсутності впливу гнилих шпал у куці виконано розрахунки, аналіз результатів яких зображений на рис. 4.

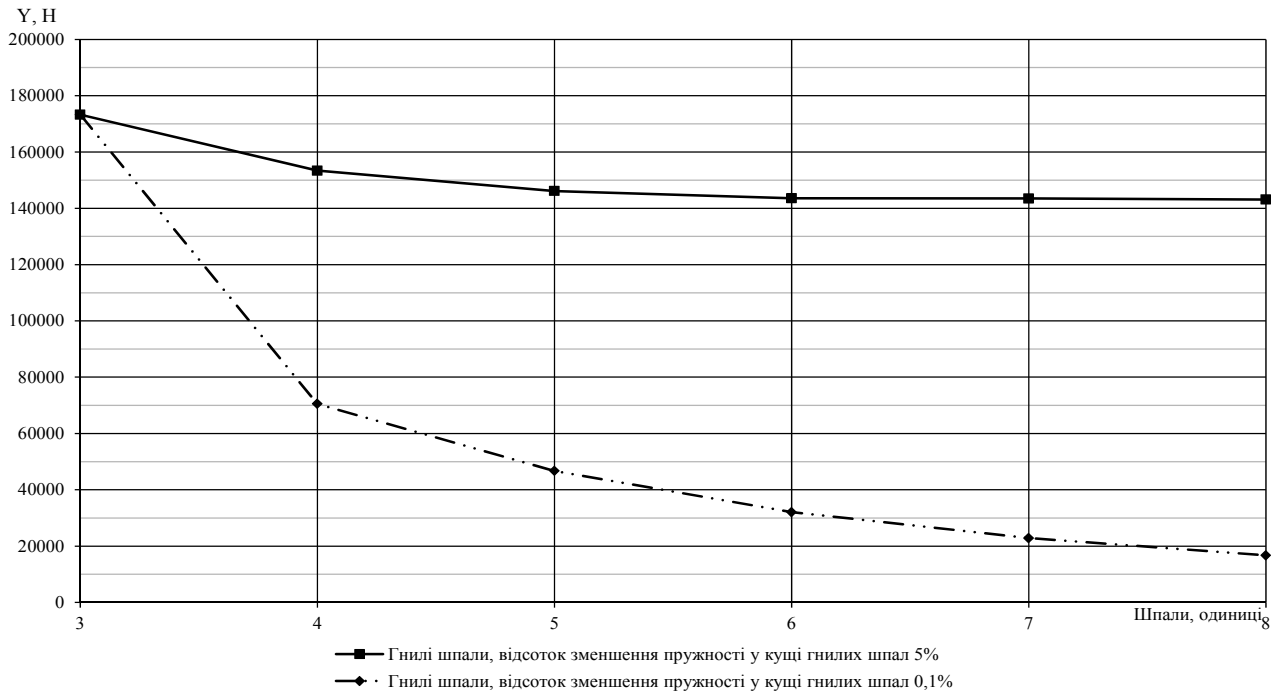


Рис. 4. Залежність бокової сили, що призводить до розкантировки колії, від гнилих шпал із різними відсотками пружності шпал у куці, $v=15$ км/год.

З аналізу отриманих результатів, видно, що різниця сил, необхідних для розкантировки за наявності восьми гнилих шпал при постійному та змінному відсотках пружності, досить висока. Вона становить 126,4 кН, що складає 88,3% відносно необхідної сили для розкантировки з постійним відсотком пружності шпал.

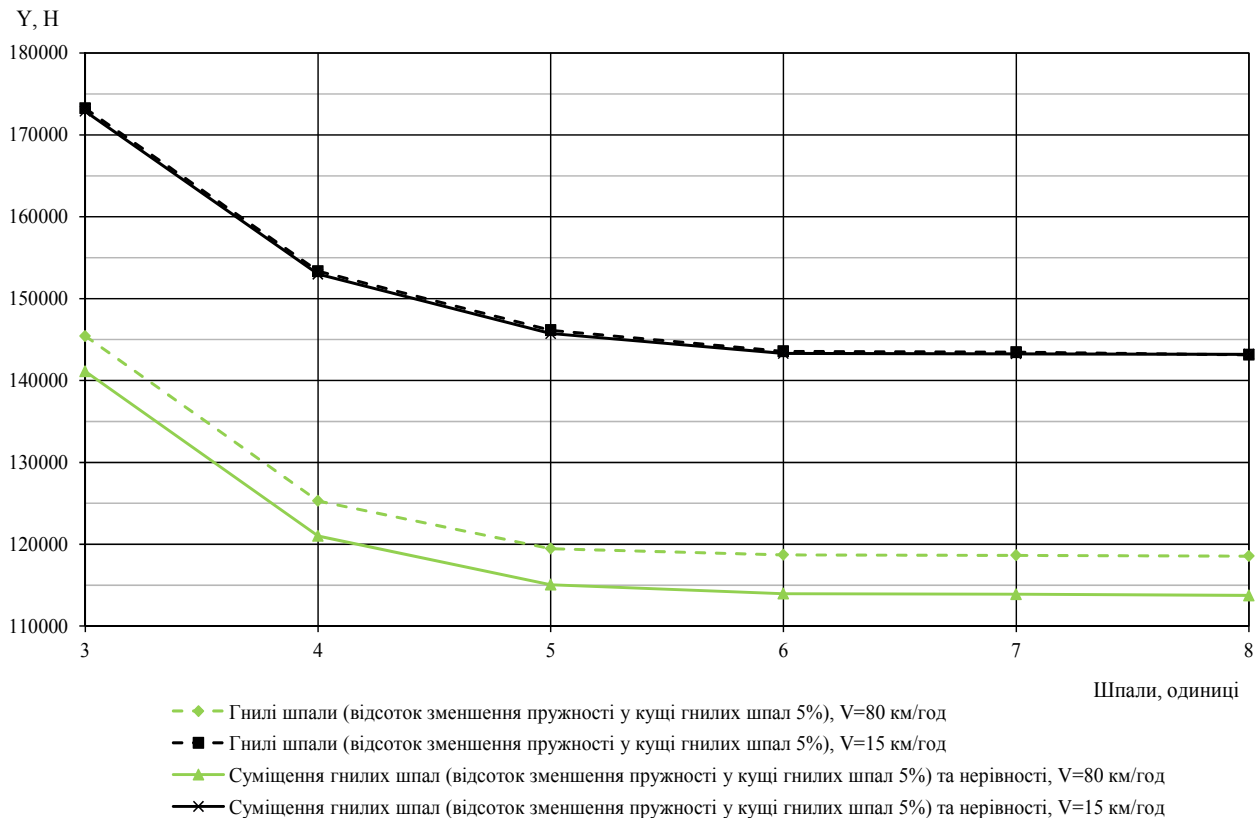


Рис. 5 Залежність бокової сили, що призводить до розкантировки колії, від гнилих шпал та від суміщення гнилих шпал і нерівностей при $v=15$ км/год та $v=80$ км/год.

З аналізу рис. 5 випливає, що величина бокової сили, яка призводить до розкантировки колії, завжди менша при швидшому русі рухомого складу.

Різниця між величиною бокової сили при гнилих шпалах за швидкостей $v=15 \text{ км/год}$ і $v=80 \text{ км/год}$ складає 16,1 - 18,3%, а при суміщенні гнилих шпал та нерівності – 18,4 - 21,1%.

Можна констатувати, що бокові сили, які призводять до розкантировки колії, від гнилих шпал та суміщенні гнилих шпал із нерівністю при $v=15 \text{ км/год}$ практично однакові. Це є наслідком того, що при менш повільному русі (русі із малими швидкостями) динамічна сила практично не виникає. Максимальна різниця між силами складає 0,3%.

Висновок. На основі проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. швидкість рухомого складу обернено-пропорційна боковій силі (чим більша швидкість, тим менша величина бокової сили, необхідної для розкантировки колії). Це є наслідком утворення додаткової динамічної сили;
2. вплив нерівності на значення бокової сили при малих швидкостях – мізерний, оскільки при слідуванні рухомого складу з малими швидкостями динамічна сила, яка виникає при проходженні нерівності, близька до нуля;
3. чим більша кількість гнилих шпал у куші, тим менше значення бокової сили. При зменшенні відсотка пружності шпал значення бокової сили зменшується, оскільки шпали гірше втримують колію;
4. найменше значення бокової сили, яка призводить до розкантировки колії, виникає при суміщенні всіх трьох вище наведених факторів.

ЛІТЕРАТУРА:

- 1 Вериги М. Ф. Взаимодействия пути и подвижного состава / Вериги М. Ф., Коган А. Я. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
- 2 Лысюк В.С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблемы износа колес и рельсов. 2-е изд. перераб и доп. – М.: Транспорт, 2002. – 215 с.
- 3 Сокол Э.Н. Сходы с рельсов и столкновения подвижного состава (Судебная экспертиза. Элементы теории и практика). К.: Транспорт Украины, 2004. – 367 с.
- 4 Станкевич В. 3. Визначення динамічного розширення рейкової колії у кривій ділянці // Залізничний транспорт України. – № 1, 2012. – с. 15-17.
- 5 Lothar Fendrich. Handbuch Eisenbahninfrastruktur – Springer, 2007. – 990 p.
- 6 Timoshenko S. Method of Analysis of Statical and Dynamical Stresses in Rail. – Proc. of the 2-d International Congress for Appl. Mechanics. Zurich, 1927. – 12 p.

Зайцев А. Ю.

Научный консультант – доц. Сысын Н. П.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА И РЕЛЬСА В БОКОВОМ НАПРАВЛЕНИИ

В работе исследованы зависимости изменения величины боковой силы, приводящей к раскантировке пути, от величины горизонтальной неровности, количества гнилых шпал в кусте, скорости подвижного состава и их совместного действия.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ТЕМПЕРАТУРИ У БАЛЦІ ЗАЛІЗНИЧНОГО МОСТА

Для вибраного моменту часу досліджено температурне поле у балці залізничного моста, який розташований на перегоні Підзамче – Львів.

Розглянемо залізобетонну балку залізничного моста, розташованого на перегоні Підзамче – Львів, пк1 1476 км Львівської залізниці. Прийmemo, що поперечний переріз балки займає прямокутну область

$$(P) = \{(x, y): 0 \leq x \leq a, 0 \leq y \leq b\},$$

де x, y – декартова система координат.

Експериментальні вимірювання температури поверхні балки показали, що температура змінюється незначно як у поздовжньому напрямку, так і з часом (за невеликий проміжок часу). Тому припустимо, що температурне поле балки не залежить від часу і координати, напрямленої вздовж балки. Тоді рівняння теплопровідності балки буде мати вигляд

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0 \quad \text{у } (P), \quad (1)$$

де t – температура. Потрібно знайти такий розв'язок диференціального рівняння (1), який би задовольняв крайові умови

$$t|_{x=0} = t_1(y), \quad t|_{x=a} = t_2(y), \quad t|_{y=0} = t_3(x), \quad t|_{y=b} = t_4(x). \quad (2)$$

Тут $t_1(y)$, $t_2(y)$, $t_3(x)$, $t_4(x)$ – значення температури на границях області (P) , виміряні у вибраний момент часу.

Для розв'язування крайової задачі (1), (2) застосуємо пакет Mathcad. У цьому пакеті розв'язок такої задачі шукається методом скінченних різниць (методом сіток). При цьому кількість вузлових точок як уздовж осі x , так і вздовж осі y повинна дорівнювати $2^n + 1$, де n – натуральне число. У зв'язку з цим нанесемо на область (P) сітку

$$x_i = \frac{ia}{m}, \quad y_j = \frac{jb}{m} \quad (m = 2^n; \quad i = 0, 1, 2, \dots, m; \quad j = 0, 1, 2, \dots, m).$$

Значення функції $t(x, y)$ у вузловій точці (x_i, y_j) сітки позначатимемо $t_{i,j}$. Другі похідні від функції t будемо апроксимувати скінченними різницями. Прийmemo [2], що

$$\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right)_{i,j} = \frac{t_{i+1,j} - 2t_{i,j} + t_{i-1,j}}{\left(\frac{a}{m} \right)^2}, \quad \left(\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right)_{i,j} = \frac{t_{i,j+1} - 2t_{i,j} + t_{i,j-1}}{\left(\frac{b}{m} \right)^2}. \quad (3)$$

Ураховуючи вирази (3), для кожної внутрішньої вузлової точки $(x_i; y_j)$ диференціальне рівняння (1) замінимо скінченно-різницеvim рівнянням

$$t_{i+1,j} - 2t_{i,j} + t_{i-1,j} + \left(\frac{a}{b} \right)^2 (t_{i,j+1} - 2t_{i,j} + t_{i,j-1}) = 0. \quad (4)$$

У граничних вузлових точках температура має значення

$$t_{0,j} = t_1(y_j), \quad t_{m,j} = t_2(y_j), \quad t_{i,0} = t_3(x_i), \quad t_{i,m} = t_4(x_i). \quad (5)$$

Для розв'язування системи лінійних алгебраїчних рівнянь (4), (5) використаємо вбудовану в Mathcad функцію $\text{relax}(A, B, C, D, E, F, V, r)$ [1], де A, B, C, D, E – відповідно квадратні

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"

матриці коефіцієнтів при $t_{i+1,j}$, $t_{i-1,j}$, $t_{i,j+1}$, $t_{i,j-1}$, $t_{i,j}$; F – квадратна матриця, яка задає праві частини рівнянь (4); V – квадратна матриця крайових умов і початкового наближення до розв’язку; r – спектральний радіус ітерацій Якобі. Матриці A , B , C , D , E , F і V повинні мати однаковий розмір $(m+1) \times (m+1)$. Граничні компоненти матриці V використовуються для задання значень температури на границях області (P), а внутрішні компоненти цієї матриці – для задання початкового наближення до розв’язку. Спектральний радіус ітерацій Якобі характеризує швидкість збіжності ітерацій. Він має бути більшим від нуля і меншим від одиниці. Функція relax шукає розв’язок системи рівнянь за допомогою методу релаксації [2]. Суть цього методу зводиться до того, що в ході ітерацій відбувається перевірка, чи задовольняються рівняння, та відповідне коригування значень шуканої функції у кожній точці.

Нехай $m = 32$. Для розглядуваної балки $a = 200$ см, $b = 28$ см. Для числових досліджень використаємо значення температури на границях області (P), наведені у табл. 1.

Табл. 1. Розподіл температури на границях

i	$t_{i,0}, ^\circ C$	$t_{i,32}, ^\circ C$	j	$t_{0,j}, ^\circ C$	$t_{32,0}, ^\circ C$
0	28,0	28,0	0	25,8	28,4
1	28,1	29,4	1	25,7	28,3
2	28,4	29,3	2	25,8	28,7
3	28,7	29,0	3	25,3	28,5
4	28,7	29,4	4	25,3	28,5
5	28,5	29,5	5	25,2	27,4
6	28,7	29,7	6	25,0	27,7
7	29,0	29,5	7	25,1	27,8
8	29,3	29,3	8	25,1	27,9
9	29,5	29,4	9	25,2	28,0
10	29,5	29,3	10	25,3	28,1
11	29,4	29,0	11	25,4	28,2
12	29,4	29,0	12	25,4	28,4
13	29,4	29,2	13	25,3	28,5
14	28,7	29,0	14	25,4	28,7
15	27,5	29,3	15	25,4	28,4
16	27,4	29,7	16	25,5	28,5
17	27,5	29,5	17	25,5	28,6
18	26,4	29,5	18	25,3	28,7
19	26,3	29,4	19	25,4	28,6
20	26,5	29,4	20	25,2	28,4
21	26,5	29,4	21	25,1	28,0
22	26,9	28,9	22	25,5	28,0
23	26,7	28,7	23	25,6	27,7
24	26,9	28,5	24	25,7	27,5
25	27,4	28,0	25	25,3	27,4
26	28,0	28,0	26	25,4	27,5
27	28,0	27,8	27	25,2	27,0
28	28,3	27,8	28	25,1	26,0
29	28,4	27,4	29	25,4	26,2
30	28,0	26,5	30	25,0	26,1
31	28,2	26,0	31	25,3	26,0
32	28,4	25,8	32	25,4	25,4

Ці значення виміряні 19 липня 2012 р. о 15 год. 40 хв. Розподіл температури у поперечному перерізі балки наведено на рис. 1 у вигляді ліній рівня.

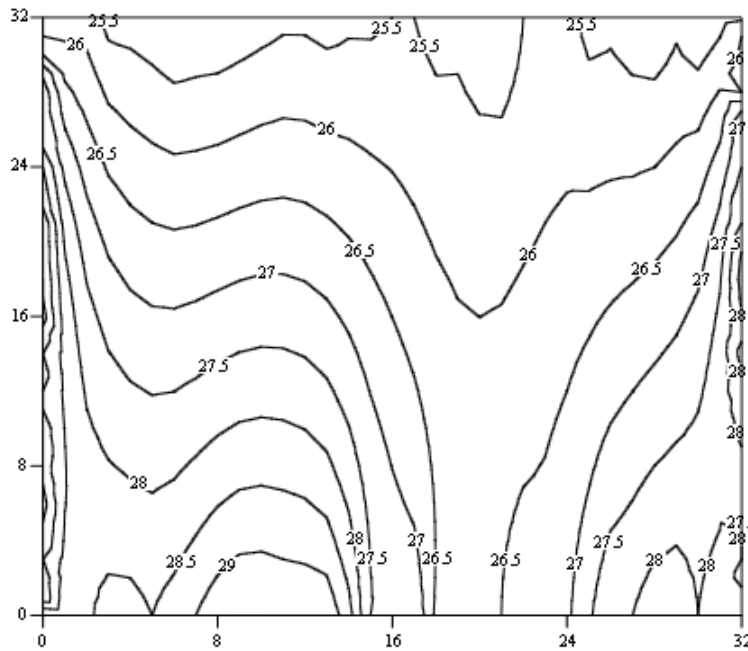


Рис. 1. Розподіл температури у поперечному перерізі балки

Отримані результати можуть бути використані для визначення температурних напружень у балці, які разом із силовими напруженнями є основою оцінки її міцності та стійкості.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Кирьянов Д. В. Mathcad 13 в подлиннике. – СПб.: БХВ - Петербург, 2006. – 608 с.
2. Самарский А. А. Теория разностных схем. – М.: Наука, 1983. – 616 с.

Вареница Ю. М., Грицак В. В.

Научный консультант – доц. Гнатив Ю. М.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ В БАЛКЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО МОСТА

Для выбранного момента времени исследовано температурное поле в балке железнодорожного моста, находящегося на перегоне Пидзамче – Львов.

Чура Т. В.

Научовий консультант – доц. Сисин М. П.

ДОСЛІДЖЕННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ДЕФОРМАЦІЙ КОЛІЇ НА ДЕРЕВ'ЯНИХ ШПАЛАХ ТА ВПЛИВУ НА НИХ ВЕРТИКАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТА КРИВИЗНИ КОЛІЇ

У даній роботі досліджуються горизонтальні деформації колії на дерев'яних шпалах та вплив на них вертикального навантаження та кривизни колії

На даний час для розрахунку горизонтальних деформацій рейки під дією навантаження рухомого складу використовують ряд математичних моделей, які представляють колію у вигляді балки на пружній основі, що піддається горизонтальному вигину та крученню. Такі моделі є сильно спрощеними і не враховують ряду суттєвих факторів, які значно впливають на величину пружного віджиму рейки.

Значний вплив на результативність моделі мають такі фактори, як геометричні та фізичні характеристики окремих елементів колії, характеристики баластного шару, земляного полотна.

Найбільш точно виконувати моделювання напружено-деформованого стану колії дозволяють методи, які ґрунтуються на методах кінцевих елементів, згідно яких вся конструкція розбивається на окремі пружно-деформовані елементи, які мають різні властивості та геометрично наближено повторюють реальну конструкцію.

В даному дослідженні використовується просторова модель конструкції колії з рейками типу Р65 на дерев'яних шпалах з відстанню між ними 0,55 м, висота баластного шару 0,5 м, товщина земляного полотна 3 м.

Вся конструкція розбивається на 8418 елементів, 12520 вузлів, кожен з елементів моделюється у вигляді восьми вузлового паралелепіпеда, при цьому кількість елементів рейки 1746, підкладки 100, шпали 300, баласту 1960, земляного полотна 4312.

Фізичні характеристики матеріалів кінцевих елементів наступні [3,4]:

- рейки – модуль пружності $2,1 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуасона – 0,3, питома густина – 7800 кг/м³;
- підкладки – модуль пружності 70 МПа, коефіцієнт Пуасона – 0,27, питома густина – 7800 кг/м³;
- шпали – модуль пружності 500 МПа, коефіцієнт Пуасона – 0,3, питома густина – 500 кг/м³;
- баласт – модуль пружності 100 МПа, коефіцієнт Пуасона – 0,3, питома густина – 2000 кг/м³;
- земляне полотно – модуль пружності 50 МПа, коефіцієнт Пуасона – 0,3, питома густина – 1900 кг/м³.

Модуль пружності матеріалу підкладки вибраний таким чином, щоб дозволяти з однієї сторони передавати навантаження від рейки на шпалу та дозволяти відрив внутрішньої кромки підшви рейки від підкладки, що відповідає реальному процесу віджимання рейки.

Із використанням даної моделі виконуємо наступні дослідження:

- 1) встановлення складових горизонтальних деформацій рейки, таких як частки горизонтального вигину та частки кручення у загальному вигині рейки;
- 2) встановлення впливу вертикальних навантажень на віджимання колії;
- 3) встановлення впливу кривизни колії при малих радіусах кривих на віджимання колії.

Для виконання цих задач виконуємо розрахунок віджимання рейок при наступних навантаженнях: вертикальні – 50, 100 кН; горизонтальні – 100 кН.

Результати моделювання можна побачити на наступних рисунках:

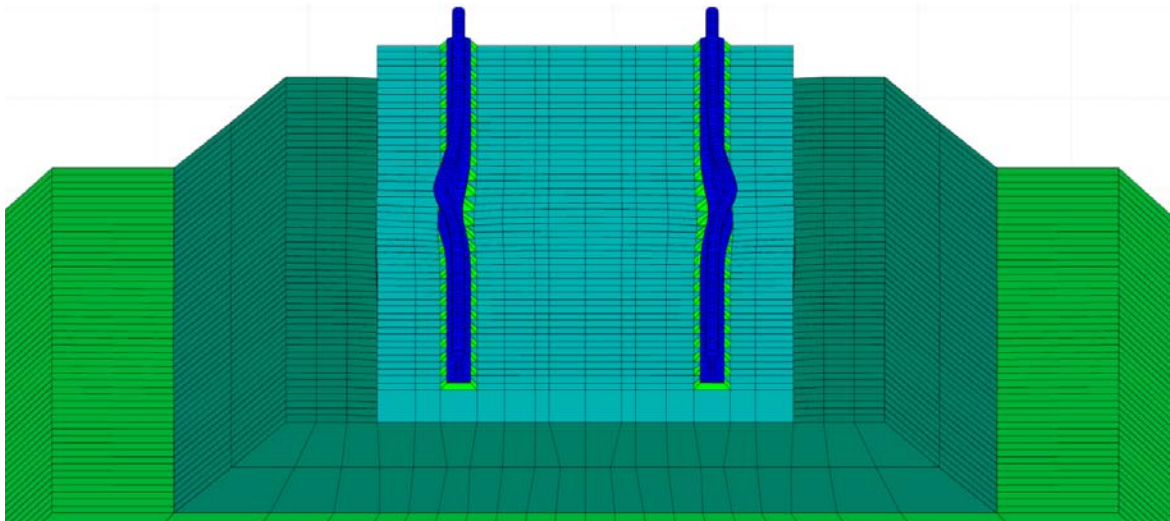
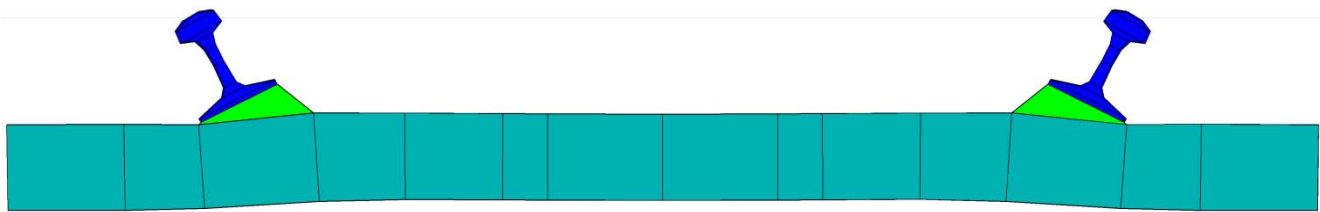


Рис. 1 – Віджимання рейок під дією вертикального та горизонтального навантаження

а)



б)

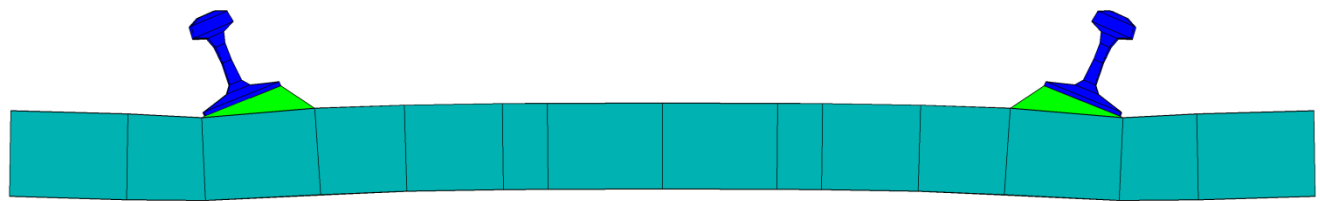


Рис. 2 – Деформації конструкції у точці прикладання:

а) тільки горизонтальних сил, б) вертикальних та горизонтальних сил.

Для встановлення складових деформацій рейки за рахунок вигину та кручення будуюмо графіки горизонтальних деформацій точок поверхні рейки та точок підшви рейки.

Вважаючи, що підшва рейки деформується в горизонтальному напрямку лише за рахунок горизонтального згину рейки, частка вигину рейок за рахунок кручення буде рівна різниці вигинів точок головки і підшви.

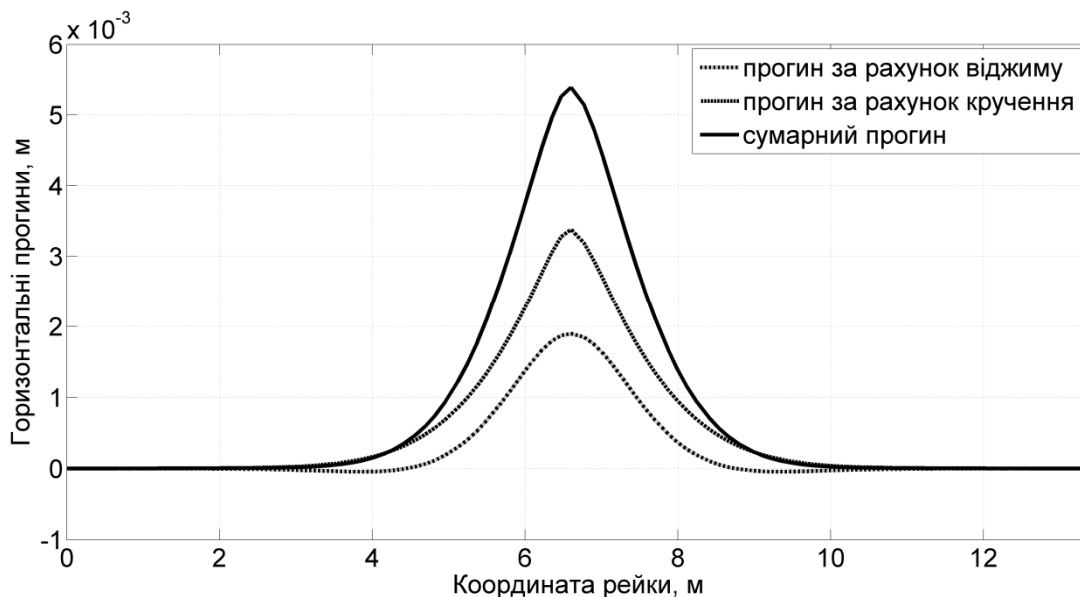


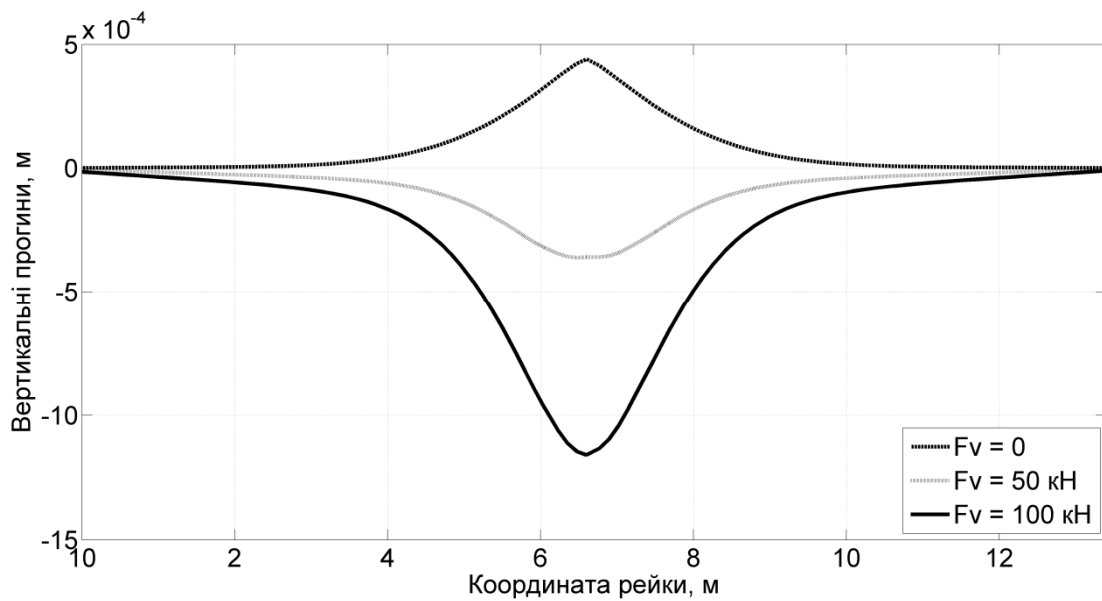
Рис. 3 – Графік горизонтальних прогинів рейки та їх складових

Із графіка можемо побачити, що у загальному прогині частка деформацій за рахунок кручення складає 65 %, за рахунок віджиму 35 %.

Крім того розміри хвилі деформації віджиму за рахунок кручення відрізняється від розмірів хвилі за рахунок горизонтального згину. Довжина хвилі деформації за рахунок кручення складає 6,2 м, довжина хвилі деформації за рахунок віджиму складає 4,2 м.

Для оцінки впливу вертикальних навантажень на віджим рейки розглядаємо графіки горизонтальних та вертикальних деформацій під дією вертикальних сил та без них:

а)



б)

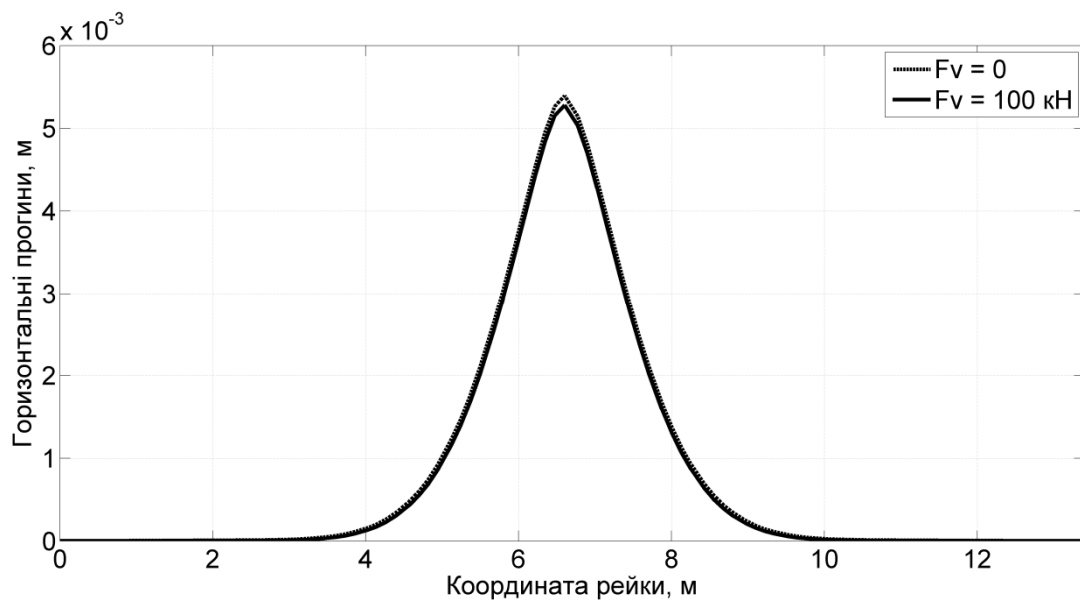


Рис. 4 - Графік а) вертикальних, б) горизонтальних прогинів під дією вертикальної сили та без неї

Аналіз графіків показує наступне:

1) при дії лише горизонтальних навантажень без вертикальних, внаслідок кручення рейки, точки поверхні рейки мають вертикальний прогин, однак при дії вертикальних навантажень прогин стає від'ємний і досягає 1,2 мм;

2) аналіз горизонтальних прогинів показує, що при відсутній вертикальній силі горизонтальний прогин складає 5,4 мм, а при вертикальній силі 100 кН складає 5,2 мм, тобто вплив вертикального привантаження складає 1,9 % при горизонтальних вигинах 5-6 мм, тобто вплив є незначним.

Для дослідження впливу кривизни колії вибираємо кривизну, яка відповідає близькому значенню до мінімальних радіусів кругових кривих на залізницях України: 200 м (згідно п. 2.1.2 [4]).

Для цього відповідно до кривизни змінюємо положення координат точок вузлів моделі. Результати порівняння показані на наступному графіку:

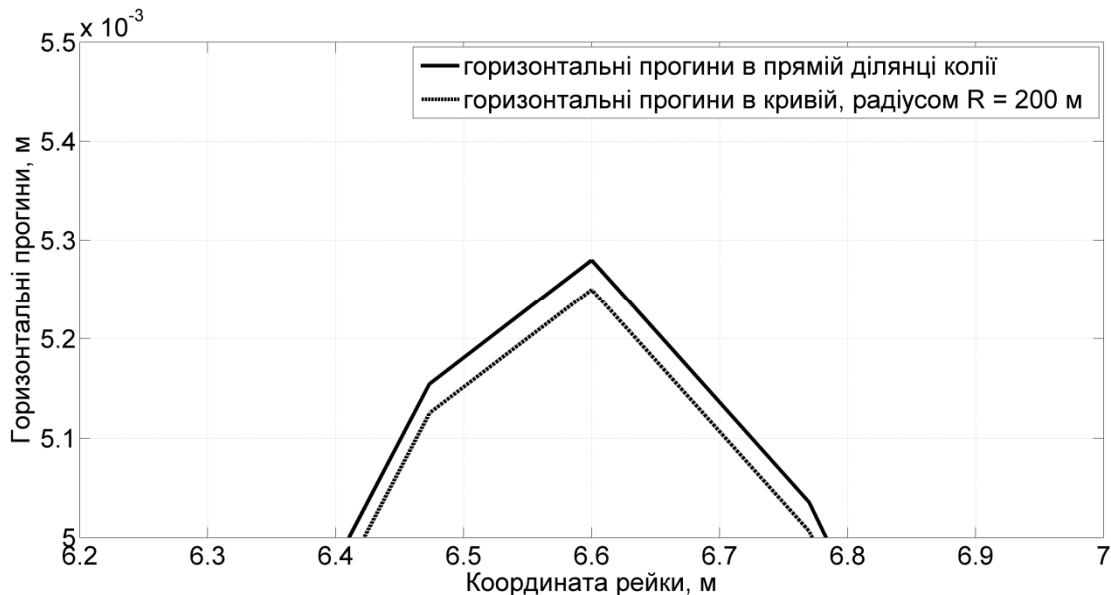


Рис. 5 - Графік горизонтальних прогинів у прямій та у кривій ділянці колії

Аналіз графіків показує, що вплив кривизни колії є незначним.

По отриманих результатах визначаємо значення горизонтальної жорсткості рейки на віджим за наступною формулою:

$$\beta_z = \frac{Y_o}{e_n}, \quad (1)$$

де Y_o – бокова сила, кН; e_n – величина віджиму рейки, м.

$$\beta_z = \frac{100}{5,4 \cdot 10^{-3}} = 18518 \frac{\text{кН}}{\text{м}}. \quad (2)$$

Згідно результатів розрахунку горизонтальна жорсткість рейки становить 18518 кН/м, що є близьким до результатів експериментальних вимірів по даних ВНІЗТу, при яких для рейок типу Р65 на дерев'яних шпалах вона становить 18000 кН/м [1]. Звідси можна зробити висновок, що дана модель близька до реальної експериментальної моделі.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Виноградов В. В., Никонов А. М., Яковлева Т. Г.и др. Расчеты и проектирование железнодорожного пути. – М.: Маршрут, 2003. – 486 с.
2. Лысюк В.С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблемы износа колес и рельсов. 2-е изд. перераб и доп. – М.: Транспорт, 2002. – 215 с.
3. Правила розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість / Е. І. Даніленко, В. В. Рибкін. – К.: Транспорт України, 2006. – 168 с.
4. Інструкція з улаштування та утримання колії залізниць України / Е. І. Даніленко, А. М. Орловський, М. Б. Курган, В. О. Яковлев та інші. – К.: ТОВ «НВП Поліграфсервіс», 2012. – 456 с.: іл.

Чура Т. В.

ИССЛЕДОВАНИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ПУТИ НА ДЕРЕВЯННЫХ ШПАЛАХ И ВЛИЯНИЯ НА НИХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ НАГРУЗОК И КРИВИЗНЫ ПУТИ

В данной работе исследуются горизонтальные деформации пути и влияние на них вертикальной нагрузки и кривизны пути.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗКАНТОВКИ КОЛІЇ НА ДЕРЕВ'ЯНИХ ШПАЛАХ

У даній статті показано результати дослідження процесу розкантовки колії на дерев'яних шпалах із урахуванням впливу утримуючої та розпирюючої дії і вертикального навантаження на рейки. Встановлено вплив групової дії сил від сусідніх коліс рухомого складу.

До даного часу проблемами роботи рейок у горизонтальній площині, в тому числі явище виникнення розкантовки колії під рухомим складом, досліджувалося багатьма вченими, такими як: Тимошенко С.П., Лисюк В.С., Сокол Є.М., Єршков О. П. та інші.

Ці дослідження складаються з теоретичних розрахунків та експериментальних вимірів. Як правило, в основу всіх теоретичних розрахунків закладається канонічний розв'язок роботи балки на кручення та згин, який виражається наступними формулами (1, 2, 3) [1]:

$$Z_n = \frac{k_z \cdot Y}{2 \cdot U_z}, \quad Z_{fin} = \varphi_n \cdot h^*, \quad \varphi_n = \frac{M_n}{\eta}, \quad (1)$$

$$U_z = 3 \sqrt{\frac{C_z^4}{64 \cdot E \cdot j_o}}, \quad M_n = (Y_b + Y_p) \cdot h^*, \quad (2)$$

$$\eta = 2 \cdot D_\varphi \cdot h_\varphi^2 \cdot \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2), \quad \lambda_1 = \sqrt{\frac{C_\varphi}{D_\varphi \cdot h_\varphi^2}}, \quad \lambda_2 = \sqrt{\frac{U_\varphi}{C_\varphi}}. \quad (3)$$

де C_z - поперечна горизонтальна жорсткість рейок в колії; M_n - момент зовнішніх сил Y_b і Y_p відносно центра кручення поперечного перерізу зовнішньої рейки; λ_1 , λ_2 , η - постійні величини, h^* - відстань від центру згину рейки до точки прикладання сили; E - модуль пружності рейкової сталі; j_o - осьовий момент інерції поперечного перерізу рейки.

Такими вченими як Єршков О.П та інші було запропоновано враховувати у канонічний розв'язок вплив додаткових параметрів [3]. Ці дослідження показали, що результати розв'язку досить добре узгоджуються з експериментальними вимірами роботи колії у стані нормальної експлуатації.

Дослідження ВНДІЗТу було виконано експериментальні відтворення процесу розкантовки колії під рухомим складом та виміри сил дії коліс рухомого складу на колію [2], які показані у формулі (4):

$$N_{br} \leq \frac{68,9}{1 - 0,002 \cdot P_o}. \quad (4)$$

де P_o - навантаження на колесо рухомого складу, кН.

З формули (4) випливає, що при збільшенні навантаження на колесо рухомого складу для виникнення розкантовки колії необхідне більше бокове навантаження на рейку (рис.1).

Однак теоретичні розрахунки віджимання рейки згідно канонічного розв'язку показують, що максимальні бокові навантаження на рейку від колеса, при яких розширення колії стає більшим ніж максимально - допустиме (60 мм) є значно вищими ніж при експериментальних вимірах.

До основних характеристик підрейкової основи, які впливають на віджим рейки відносять модуль пружності підрейкової основи відносно горизонтального кручення та згину. Для

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"
встановлення цього впливу виконуються багатоваріантні розрахунки, які залежать від бокової сили ($P=50; 150; 260$ кН) та модуля пружності підрейкової основи. Розрахунок віджиму рейки за рахунок кручення та згину показано на рис. 2, 3.



Рис.1 – Взаємозв'язок максимального бокового навантаження від навантаження на колісну пару

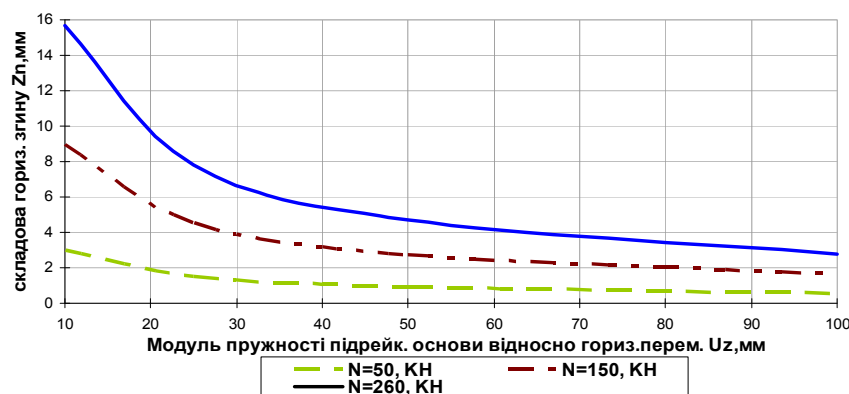


Рис.2 – Залежність віджиму рейки за рахунок горизонтального переміщення

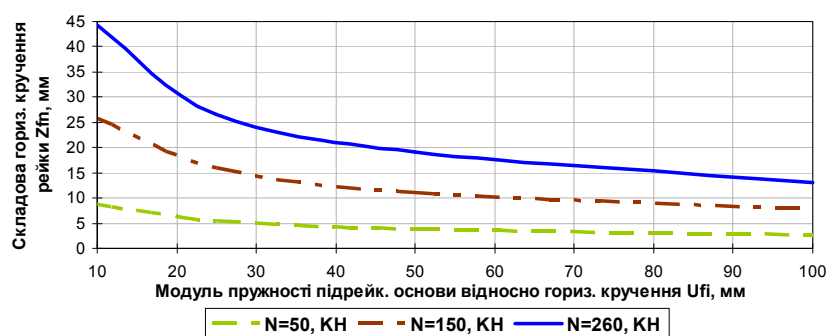


Рис.3 – Залежність віджиму рейки за рахунок горизонтального кручення

Аналіз рис. 2 та 3 показує, що при зменшенні U_z , U_{fi} збільшується складова горизонтального згину рейки Z_n та кручення Z_{fin} , сумарний віджим рейки (60 мм) при якому виникне розкантировка колії відбудеться лише при боковій силі 260 кН.

Порівняння експериментальних та отриманих теоретичних даних показує, що максимальна сила необхідна для розкантировки колії у теоретичних розрахунках є у 2-3 рази більшою ніж у експериментальних вимірах.

Причинами такої розбіжності можуть бути недоліки канонічного розв'язку, такі як:

- 1) незв'язані диференціальні рівняння кручення рейки та віджиму у горизонтальній площині;
- 2) неврахування утримання дії вертикального навантаження;

- 3) неврахування розпираючої дії вертикального навантаження при великих віджимах рейки;
- 4) неврахування вигину підшви рейки відносно шийки;
- 5) неврахування поздовжнього згину рейки при її поперечному віджиманні у кривих малих радіусів;
- 6) неврахування супер- позиції віджимів від сусідніх осей рухомого складу;
- 7) неврахування динамічного віджимання рейки внаслідок коливання колії та рухомого складу.

У даному дослідженні виконується оцінка розбіжності причин 2, 3, 6.

Дослідження впливу утримуючої та розпираючої дії вертикального навантаження

Вплив вертикального навантаження виражається як в утримуючій, так і віджимаючій дії, що зображені на рис. 4 (а, б):

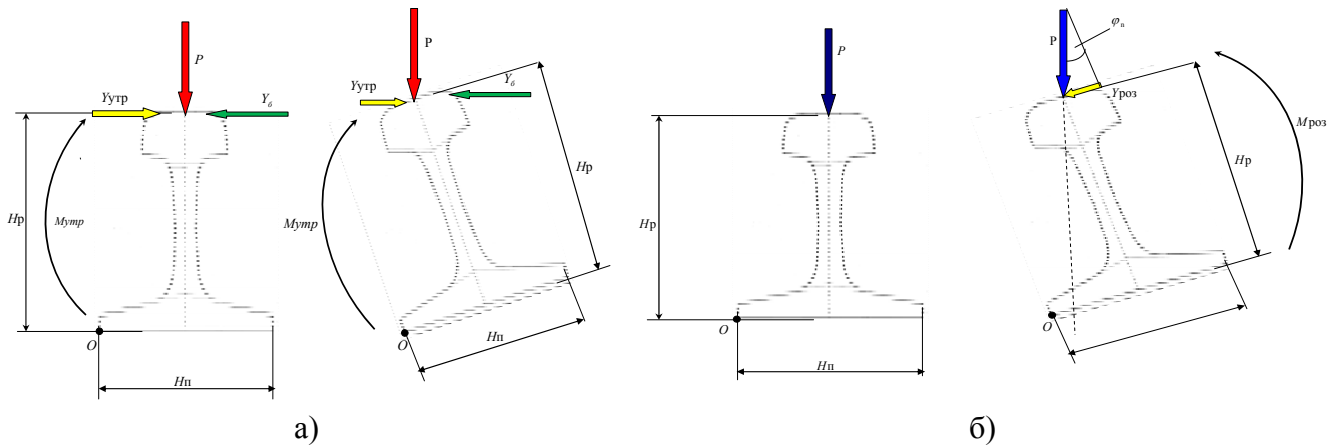


Рис.4 - Вплив:

а) утримуючої сили і вертикального навантаження; б) віджимаючої дії і вертикального навантаження

Утримуюча дія виникає внаслідок того, що при вертикальному навантаженні на головку рейки утворюється утримуючий момент $M_{\text{утр}}$, який замінюється еквівалентом утримуючої сили $Y_{\text{утр}}$. Однак при виникненні віджиму рейки на певну величину утримуюча дія зменшується внаслідок зменшення плеча від вертикального навантаження. Вплив вертикального навантаження на утримуючу силу згідно рис.4 (а) виражається формулами (5, 6):

$$Y_{\text{утр}} = (P, y_b, h_p, l_p), \quad (5)$$

$$Y_{\text{утр}} = \frac{M_y}{h_p} = \frac{P \cdot \left(\frac{l_p}{2} - y_b \right)}{h_p}. \quad (6)$$

де P - вертикальне навантаження на рейку; y_b - боковий динамічний віджим рейки; h_p - висота рейки; l_p - ширина підшви рейки.

При утримуючій силі вертикальне навантаження чинить також і віджимаючу дію, яка зображена на рис.4 (б). Схема показує, що при збільшенні віджиму рейки вектор вертикального навантаження змінює свій напрямок відносно вертикальної осі рейки. Це призводить до того, що виникає бокове навантаження на головку рейки, яке відповідає проекції вертикальної сили на горизонтальну площину головки рейки. Формули (7, 8) відображають цей вплив:

$$Y_p = P \cdot \sin \varphi_n, \quad (7)$$

$$\sin \varphi_n = \frac{Z_{fin}}{h^*}. \quad (8)$$

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"
Їхня сумарна дія виражається формулою (9):

$$Y_p = \frac{P \cdot Z_{fin}}{h^*} - \frac{P \cdot \left(\frac{l_p}{2} - Z_{fin} \right)}{h_p}. \quad (9)$$

Для врахування віджимаючої та утримуючої дії і вертикального навантаження виконуємо удосконалення канонічного розв'язку. Для цього підставляємо знайдені бокові навантаження Y_{utr} , Y_{roz} у формули канонічного розв'язку і отримуємо наступне рівняння :

$$z_{fin} = \frac{\left(N_b - \frac{P \cdot Z_{fin}}{h^*} - \frac{P \cdot \left(\frac{l_p}{2} - Z_{fin} \right)}{h^*} \right) \cdot h^2}{\eta}. \quad (10)$$

Розв'язком цього рівняння відносно z_{fin} отримуємо наступну формулу (11):

$$z_{fin} = - \frac{\left(2 \cdot N_b \cdot h_p - P \cdot l_h \right) \cdot h_*^2}{2 \cdot \left(P \cdot h^* \cdot h_p + P \cdot h_*^2 - h_p \cdot \eta \right)}. \quad (11)$$

На основі виведених розрахункових залежностей виконується оцінка впливу вертикального навантаження на віджим рейки у порівнянні із канонічним розв'язком , що показано на рис. 5:

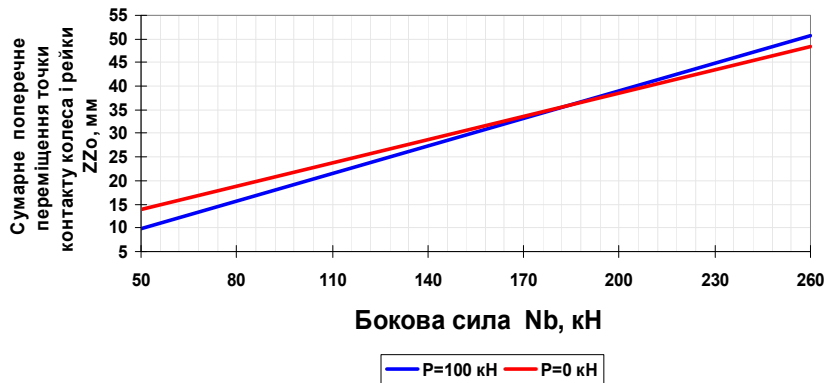


Рис.5 - Залежність сумарного поперечного переміщення точки контакту колеса і рейки від бокової сили

Аналіз рисунка показує, що вертикальна сила має значний вплив на віджим рейки. З однієї сторони вона чинить утримуючий вплив, а з іншої сторони збільшує віджимання рейки. Її сумарний вплив становить до 15%.

При дії різних осей рухомого складу на рейку можуть діяти близько розташовані горизонтальні сили, дія яких внаслідок супер-позиції ліній віджиму може підсилюватися або взаємокомпенсуватися. Для встановлення цього впливу побудуємо графіки зміни віджиму головки рейки за рахунок кручення та згину вздовж її осі з правої та лівої сторони від точки прикладання сили.

Для побудови графіків, які показані на рисунку 6 (а,б), віджиму скористаємось наступними залежностями (12, 13):

$$z_{fin} = \frac{h_z \cdot M_n \cdot \left(\frac{e \cdot (-\lambda_2 |x|)}{\lambda_2} - \frac{e \cdot (-\lambda_1 |x|)}{\lambda_1} \right)}{2 \cdot \eta}, \quad (12)$$

$$z_{fin} = \frac{k_z \cdot Y_b \cdot e^{(-kz|x|)} \cdot (\cos(kz|x|) + \sin(kz|x|))}{2 \cdot U_z} \quad (13)$$

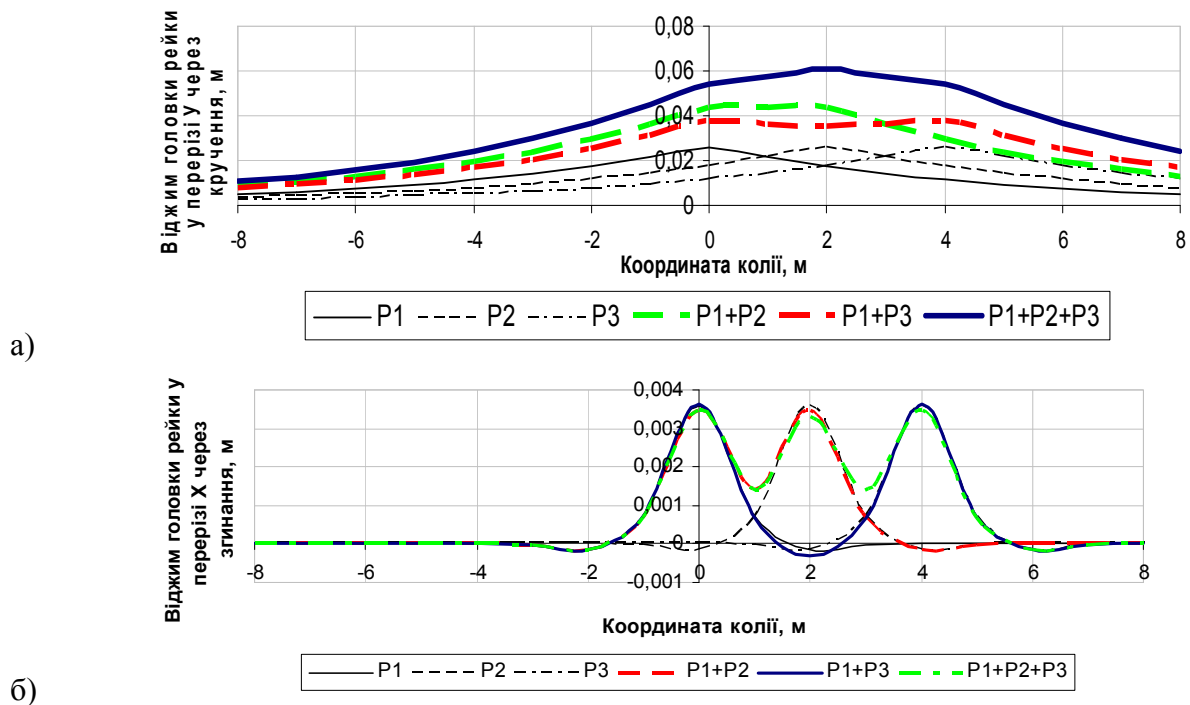


Рис.6 - Графік взаємного віджиму рейки при дії групи сил
а) за рахунок кручення, б) за рахунок згину.

Висновки

- 1) Складова віджиму рейки за рахунок кручення є значно більша від складової за рахунок горизонтального згину.
- 2) Вертикальна сила вносить суттєву дію на віджим рейки, як утримуючу так і віджимаючу.
- 3) Довжина ліній горизонтальних прогинів рейки за рахунок кручення досягає 8-10 м, тоді як для згину- 3-4 м. При груповій дії віджимаючих сил відбувається їх накладання або суперпозиція. Для віджимів рейки за рахунок горизонтального згину суперпозиція вигинів не відбувається, оскільки довжина ліній вигину є коротшою, тоді як для кручення відбувається суттєве підсилення впливу близько розташованих сил.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Сокол Э. М. Механизм железнодорожно- транспортного происшествя // Заліз. Транспорт України. – 2008. – с. 174-191.
2. Лысюк В.С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблемы зноса колес и рельсов 2- е изд перераб и доп. – М.: Транспорт, 2002. – 215с.
3. Даніленко Е. І. Залізнична колія./ Улаштування, проектування і розрахунки, взаємодія з рухомим складом/. Київ, Імпрес, 2010.- Том 1 – 528 с.

Вишинская М.Р.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РОЗКАНТОВКИ КОЛЕИ НА ДЕРЕВЯНИХ ШПАЛАХ

В данной статье показаны результаты исследования процесса розкантовки колеи на деревяных шпалах с учетом влияния удерживающего и распирающего действия и вертикальной нагрузки на рельсы. Установлено влияние группового действия сил от соседних колесоподвижного состава.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДХИЛЕНЬ ГЕОМЕТРІЇ КОЛІЇ У ПЛАНІ ТА СПОСОБИ ЇХ ВИМІРІВ

Запропоновано дослідження відхилень геометрії колії у плані та способів їх виміру. Проведено моделювання нерівності у плані та аналіз їх записів за двома способами. Визначений взаємозв'язок по оцінці стану колії в плані для стріл вигину, вимірюваних вагоном-колєєвимірювачем та за методом стріл.

Вимір геометрії колії в плані виконується двома способами: ручним (метод стріл) та із застосуванням вагона-колєєвимірювача.

При способі із використанням методу стріл виміри відхилень в плані виконуються наступним чином. Крива та прилягаючі до неї ділянки розмічаються через 10 м при хорді 20 м за допомогою стрічки [1]. Потім вимірюється стріла вигину – відстань від середньої точки дуги кривої до хорди, що її стягує, що показано на рис. 1.

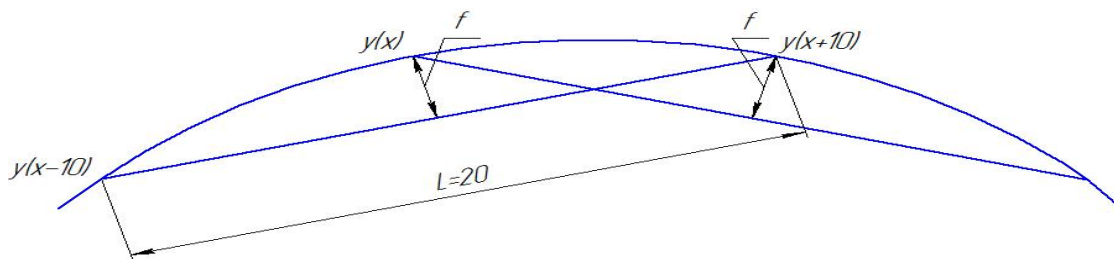


Рисунок 1 – Схема проміру стріли вигину методом стріл:

x – координата; a – хорда (20 м); f – стріла вигину

При вимірі вагоном-колєєвимірювачем, напрям рейкових ниток у плані характеризується на стрічці записами стріл вигину, вимірюваних від бокової робочої грані головки рейки до хорди довжиною 21,5 м у точці, розташованій на відстані 4,1 м від кінця хорди [2]. Ці записи за формою відрізняються від фактичного геометричного положення рейкових ниток у плані, а також від графіка стріл вигину, вимірюваних від середини хорди довжиною 20 м, що показано на рис. 2.

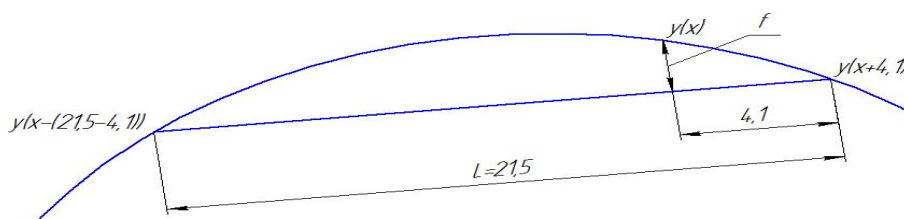


Рисунок 2 – Схема проміру стріли вигину методом стріл вигину кривої вагоном-колєєвимірювачем

При оцінці положення рейкової колії в плані можна вказати на наступні особливості:

- в Технічних вказівках щодо оцінки стану рейкової колії ... ЦП-0267 [2] наведено таблицю по оцінці відступів за напрямком у плані лише для різниці стріл вигину вимірюваних через 10 м від середини хорди довжиною 20 м;
- в Технічних вказівках ЦП-0267 [2] відсутній зв'язок записі стріл вигину, здійснених вагоном-колєєвимірювачем із записами стріл вигину, промірюваних за допомогою методів стріл.

Для встановлення такого зв'язку виконуємо моделювання запису стріл вигину на стрічці вагоном-колєєвимірювачем і за методом стріл. Для цього задаємося геометричною нерівністю, яка приймається синусоїдальної форми, довжиною L (м) та глибиною H (мм). Стріли вигину,

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди" зображені на рис. 1-2, обчислюються за наступними виразами: формула (1) відповідає методу стріл, формула (2) – стрілі вигину вагона-колівимірювача.

$$f_{cm.20} = -\frac{y(x+10) + y(x-10)}{2} + y(x) \quad (1)$$

$$f_{кв.} = y(x) - \left(\frac{y(x + (21.5 - 4.1)) - y(x - (21.5 - 4.1))}{2} \cdot (21.5 - 4.1) + y(x - (21.5 - 4.1)) \right) \quad (2)$$

У дослідженні за допомогою розробленої моделі встановлюються взаємозв'язки параметрів нерівності колії із записами стріл вигину кривої, промірної методом стріл, та із записами стріл вигину на стрічці вагона-колівимірювача, які зображені на рис. 3.

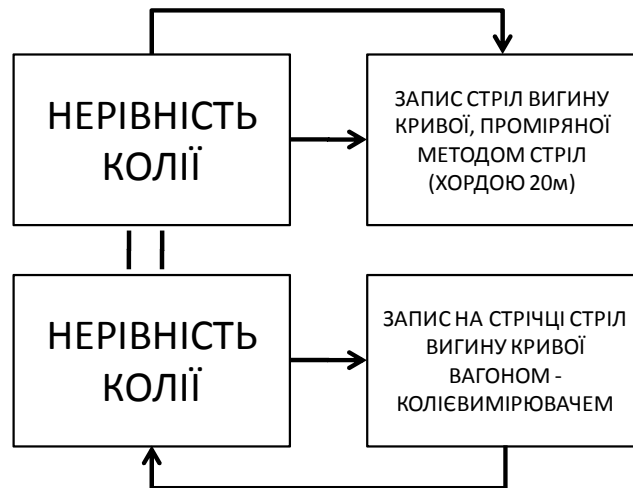


Рисунок 3 – Зв'язок параметрів нерівності колії із записами вагона-колівимірювача та записами стріл вигину за методом стріл

Задачею моделювання є встановити взаємозв'язок між записами вагона-колівимірювача та записами стріл вигину за методом стріл.

Моделювання записів стріл вигину здійснювалося для нерівностей на колії довжиною від 5 до 55 м з кроком 5 м при глибині нерівності 10 мм. Приклад моделювання записів стріл вигину для нерівності $L=10$ м, $H=10$ мм наведено на рис. 4.



Рисунок 4 – Моделювання записів стріл вигину для нерівності на колії довжиною 10 м

Моделювання записів при різних довжинах нерівності показало, що форма та розміри записів змінюється, а саме висота піку і довжина між вершинами піків. Крім того, слід відмітити, що параметри синусоїдальних записів стріл вигину вагоном-колівимірювачем є

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"
 несиметричними. Варіант моделювання записів при довжині нерівності $L=45$ м та при постійній її глибині $H=10$ мм показано на рис. 5.

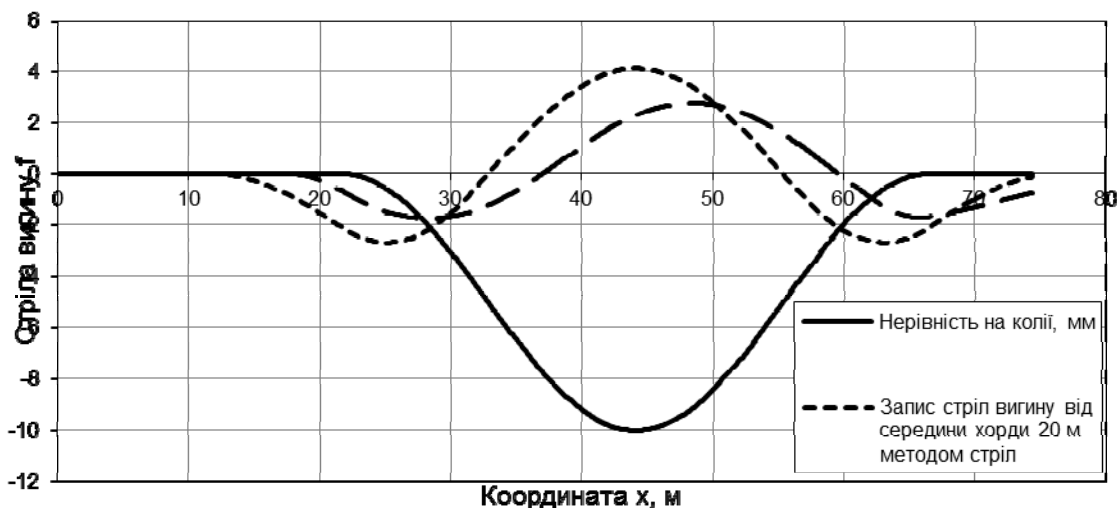


Рисунок 5 – Моделювання записів стріл вигину для нерівності на колії довжиною 45 м

Таким чином моделюючи записи нерівності колії з кроком довжини 5 м при постійному значенні глибини нерівності встановлюємо зв'язок між фактичною довжиною нерівності та довжинами між вершинами піків запису стріл вигину як на стрічці вагона-колієвимірювача (рис. 6), так і за методом стріл (рис.7).

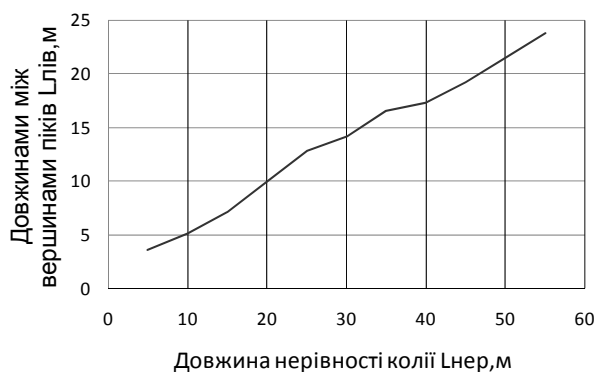


Рисунок 6 – Зв'язок між довжиною нерівності на колії та довжиною між вершинами піків запису стріл вигину на стрічці вагона-колієвимірювача (зліва)

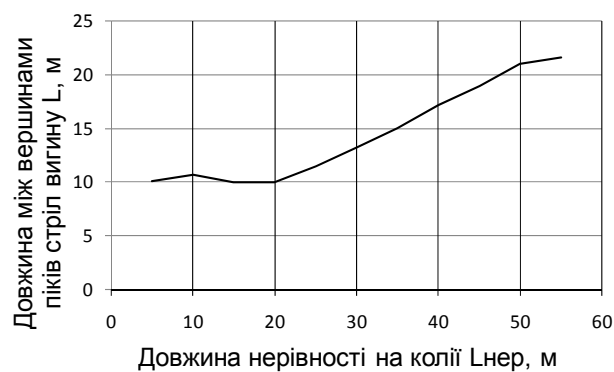


Рисунок 7 – Зв'язок між довжиною нерівності на колії та довжиною між вершинами піків запису стріл вигину методом стріл

Зв'язок між фактичною довжиною нерівності на колії та висотою піків записів стріл вигину на стрічці вагона-колієвимірювача та за методом стріл показано на рис. 8-9 відповідно.

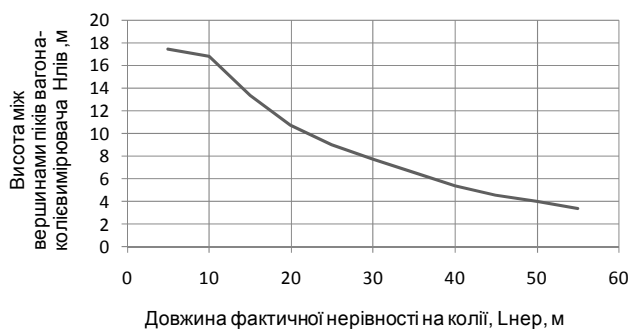


Рисунок 8 – Зв'язок між довжиною нерівності та висотою піків на стрічці вагона-колієвимірювача (зліва)

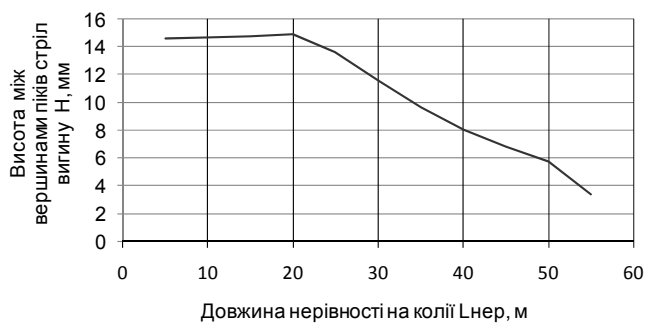


Рисунок 9 – Зв'язок між довжиною нерівності на колії та висотою піків запису стріл вигину методом стріл

Аналіз графіків 6-9 показав, що залежності суттєво відрізняються один від одного.

Наступним кроком є встановлення зв'язку по розробленій на рисунку 4 схемі між фактичною довжиною нерівності із довжиною записів стріл вигину за обома способами. Результат представлено у табличному (табл. 1) і графічному вигляді (рис. 10).

Таблиця 1— Зв'язок між фактичною довжиною нерівності із довжиною записів стріл вигину

довжина нерівності на колії $L_{\text{нер}}, \text{м}$	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
довжина між вершинами піків $L_{\text{лів}}, \text{м}$	3,6	5,1	7,1	10	12,8	14,2	16,6	17,3	19,2	21,5	23,8
довжина між вершинами піків за методом стріл $L, \text{м}$	10,10	10,70	10,00	10,00	11,50	13,20	15,00	17,20	18,90	21,00	21,60
$H/H_{\text{лів}}$	0,835	0,872	1,102	1,387	1,509	1,488	1,481	1,499	1,499	1,468	1,018

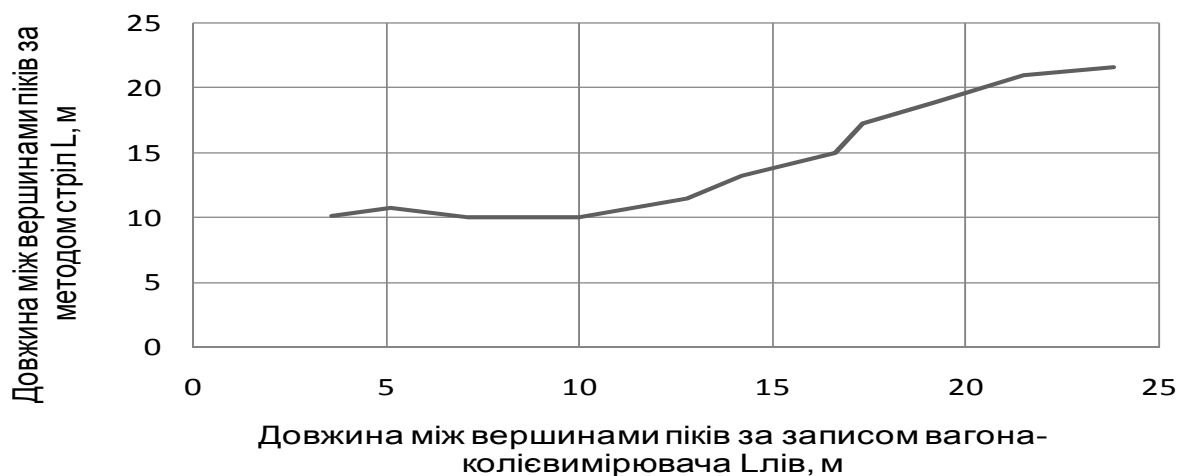


Рисунок 10 – Зв'язок довжин між вершинами піків за методом стріл та записом вагона-колівимірювача (зліва)

Аналіз показав, що зв'язок довжин між вершинами піків за методом стріл та записом вагона-колівимірювача є нелінійним та залежить одночасно від двох довжин. Далі встановлюється співвідношення між висотами піків за обома способами виміру стріл вигину, яке зображено на рис.11.

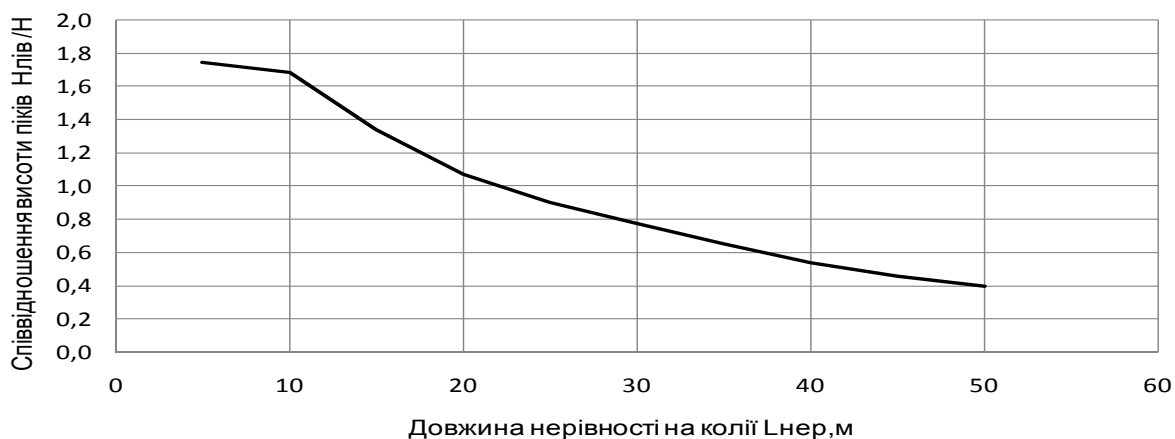


Рисунок 11 – Співвідношення між висотами піків при різній довжині нерівності на колії

На основі аналізу отриманих графіків встановлюємо взаємозв'язок довжини записів відхилень методу стріл та їх величин. На рис. 12 зображено шаблон для розшифровки відступів у плані, виявлених на стрічці вагона-колівимірювача. На основі виконаних досліджень і

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди" встановленого взаємозв'язку розроблено прототип шаблону для розшифровки відступів у плані, виявлених на стрічці вагона-колівимірювача за допомогою методу стріл, який наведений на рис.13.

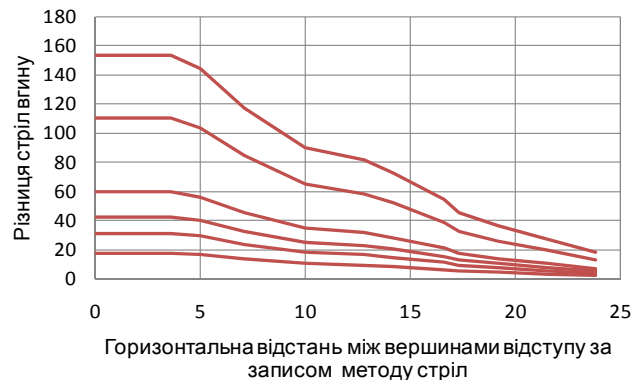
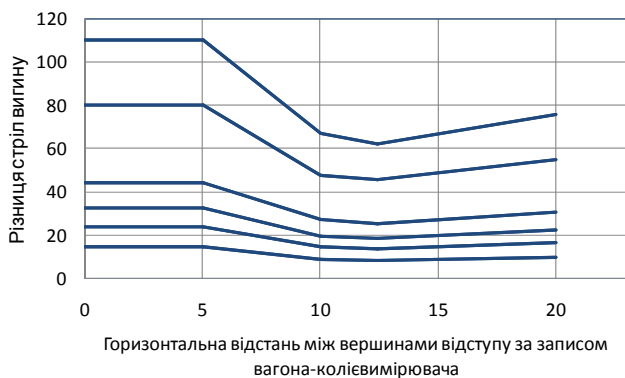


Рисунок 12 – Шаблон для розшифровки відступів у плані, виявлених на стрічці вагона-колівимірювача

Рисунок 13 – Шаблон для розшифровки відступів у плані, виявлених на стрічці вагона-колівимірювача за допомогою методу стріл

Аналіз двох шаблонів (рис.14) показав наступне.

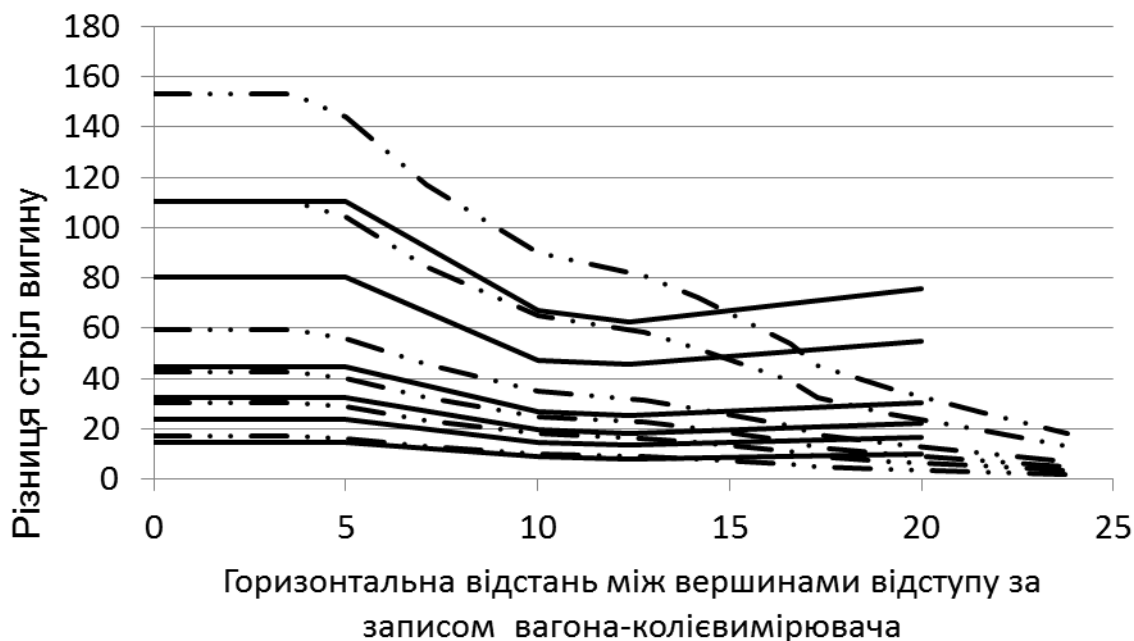


Рисунок 14 – Порівняння двох систем розшифрування відступів у плані

Як бачимо, спостерігаються відмінності між двома способами розшифрування відступів. Подібними є тільки лінії, які обмежують I ступінь відступу. Для вищих ступенів відступів система розшифрування суттєво відрізняється, як для різниці стріл вигину, так і по довжині відступу.

Проведене дослідження дозволяє сформулювати наступні висновки.

1. Наведений у Технічних вказівках ЦП-0267 [2] шаблон для розшифрування відступів у плані не можна використовувати для стріл вигину, виміряних методом стріл.
2. Розроблений прототип шаблону для розшифрування відступів, виявлених методом стріл, суттєво відрізняється і це означає, що існує невідповідність у нормативних документах.
3. Дослідження можна продовжити у напрямку уточнення нормативних документів щодо оцінки стану рейкової колії за показниками колівимірювальних вагонів шляхом розробки

Секція "Залізнична колія. Колійне господарство. Залізничні споруди"
таблиці по оцінці відступів за напрямком у плані, із врахуванням різниці стріл вигину, вимірюваних хордою довжиною 21,5 м у точці, розташованій на відстані 4,1 м від кінця хорди, а також розробити шаблон для розшифровки записів по методу стріл.

ЛІТЕРАТУРА:

1 *Правила і технологія виконання робіт при поточному утриманні залізничної колії. ЦП-0084.* / Е.І. Даніленко, та ін. – Затверджено наказом Укрзалізниці від 28 грудня 2001 р. № 732-Ц. – К.: Транспорт України, 2002. – 156 с.

2 *Технічні вказівки щодо оцінки стану рейкової колії за показниками колієвимірювальних вагонів та забезпечення безпеки руху поїздів при відступах від норм утримання рейкової колії. ЦП-0267.* – Затверджено наказом Укрзалізниці від 01.02.2012 р. № 033-Ц. – К.: НВП "Поліграфсервіс", 2012. – 46 с.

Мазуранчик І.В.

ИССЛЕДОВАНИЯ ОТКЛОНЕНИЙ ГЕОМЕТРИИ ПУТИ В ПЛАНЕ И СПОСОБЫ ИХ ИЗМЕРЕНИЙ.

Предложены исследования отклонений геометрии пути в плане и способов их измерения. Проведено моделирование неравенства в плане и анализ их записей по двум способами. Определенный взаимосвязь по оценке состояния пути в плане для стрел изгиба, измеренных вагоном-путеизмерителей и методом стрел.

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ ПОДАНИХ СТАТЕЙ

Роботи, що подаються на студентську науково-технічну конференцію, публікуються на Львівській філії ДНУЗТ у виді збірника праць. Наукові статті повинні мати такі необхідні атрибути:

- постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями;
- аналіз досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття;
- формулювання цілей статті (постановка завдання);
- виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів;
- висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
- перелік використаних бібліографічних посилань в алфавітному порядку (спочатку кириличний, потім – латинський). Список літератури повинен відображати сучасний стан проблематики, якій присвячено статтю, та (за можливістю) містити посилання на найновіші публікації з іноземних видань.

Об'єм праці повинен становити 2 – 5 сторінок формату А4. Наукових консультантів роботи – не більше 2-х викладачів (аспірантів), кількість співавторів статті – не більше 2-х студентів. Кількість доповідей оглядового характеру і гуманітарного спрямування (історичні, філологічні, філософські тощо) не повинна перевищувати 2-х.

Рукопис українською мовою подається в редакцію в одному примірнику разом з електронною версією статті (на дискеті, флеш-накопичувачі), виконаною у форматі Microsoft Word (версії Word 97 і вище).

Набір формул виконується у редакторі формул (версії Equation 1–3, MathType 3–6 і вище). Слід нумерувати тільки формули, на які є посилання у тексті. Нумерація формул наскрізна: (1), (2), Нумерацію рисунків у тексті проводиться аналогічно.

Графіки до статті виконуються за допомогою редакторів Microsoft Word, Microsoft Graph, Grapher тощо. Рисунки та фотографії створюються програмними засобами CorelDraw, Photoshop тощо. Сумарна кількість рисунків, фотографій, таблиць не повинна перевищувати 5. Підписи до рисунків – кегль 11 pt ; надписи на рисунках виконують мовою тексту статті, кегль 10 pt. Рисунки, підписи до них і надписи повинні бути чіткими і зрозумілими.

Розмір сторінки:	А4 – 210×297 мм.
Поля:	верхнє – 1 см, нижнє – 2 см, ліве – 2.5 см, праве – 1 см.
Основний текст:	Times New Roman, 12 пунктів, стиль «Обычный».
Анотація:	Times New Roman , 10 пунктів, <i>курсив</i> .
Інтервал між рядками:	1,2.

Статті, які не задовольняють зазначеним вимогам, повертаються редакцією на доопрацювання. Наукові консультанти повинні вчитати текст статті. Редакція залишає за собою право передавати роботи на додаткове рецензування фахівцям з відповідної наукової проблематики. Перероблена стаття та її перший варіант передаються у редакцію на повторне рецензування.

Параметри редактора формул

Размеры

Обычный	12 пт
Крупный индекс	80 %
Мелкий индекс	70 %
Крупный символ	180 %
Мелкий символ	120 %

$$(1+B)^2 \sum_{p=1}^k X_{n_k}^{kp}$$

OK

Отмена

Применить

По умолчанию

Стили

Стиль	Шрифт	Формат символов	
		Полужирный	Наклонный
Текст	Times New Roman	☐	☐
Функция	Times New Roman	☐	☐
Переменная . .	Times New Roman	☐	☒
Стр. греческие .	Symbol	☐	☐
Пр. греческие . .	Symbol	☐	☐
Символ	Symbol	☐	☐
Матрица-вектор	Times New Roman	☒	☐
Числа	Times New Roman	☐	☐

Язык:
Стиль "Текст" Любой
Другие стили Любой

OK

Отмена

УВАГА!

Статтю можна набирати за наведеним нижче шаблоном-схемою, викинувши ці рядки

Прізвище (а) І. П.

Науковий консультант – проф. (доц., ст. викл., асист., аспір.) Прізвище І. П.

НАЗВА СТАТТІ

Анотація (мовою оригіналу статті) друкується під назвою статті, пропустивши один рядок від назви. Відступ зліва для анотації 0.75 см.

Пропустивши один рядок, починається основний текст статті. Абзацний відступ становить 1 см. Усі переноси слів повинні бути “м’якими” (символ необов’язкового дефісу), створені за допомогою клавіші: Ctrl+Дефіс.

Відступи від краю до формули та від формули до номера формули виконують за допомогою символу табуляції (клавіша TAB), а не символом пробілу:

$$L_{31} = b_{13} + \frac{1}{2} b_{55} \partial_1^2, \quad L_{33} = b_{33} \partial_3^2 + \frac{1}{2} b_{55} \partial_1^2. \quad (10)$$

Література оформляється в алфавітному порядку за таким зразком:

1. Подстригач Я. С., Швець Р. Н. Термоупругость тонких оболочек. – Киев: Наук. думка, 1978. – 344 с.
2. Подстригач Я. С., Швець Р. Н., Павлина В. С. Квазистатическая задача термодиффузии для деформируемых твердых тел // Прикл. механика. – 1971. – 7, № 12. – С. 11–16.

Автор(и) рос. мовою

НАЗВА СТАТТІ РОСІЙСЬКОЮ МОВОЮ

Анотація російською мовою.

