

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ УКРАЇНИ  
ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ  
( Д І І Т )

---

На правах рукопису

СОВОРНИЦЬКА ВІРА ВАСИЛІВНА

УДК 629.4.027

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ХОДОВИХ ЧАСТИН РУХОМОГО  
СКЛАДУ МЕТОДАМИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

05.22.07 - Рухомих склад залізниць  
та тяга поїздів

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

Дніпропетровськ - 1996

НТБ  
ДНУЗТ

Робота виконана в Дніпропетровському державному технічному університеті залізничного транспорту (ДІІТ)

|                       |  |
|-----------------------|--|
| Науковий керівник     | доктор технічних наук,<br>професор О.М.Савчук.   |
| Офіційні опоненти     | доктор технічних наук,<br>керівник відділу ІТМ<br>НАН України Г.І.Вогомаз;<br>кандидат технічних наук,<br>доцент Костриця С.А. |
| Провідне підприємство | - Головне управління<br>вагонного господарства<br>Україні  |

Захист дисертації відбудеться "04" Червня 1998 р.  
о 13 год. 00 хв. на засіданні спеціалізованої ради  
Д 03.04.02 при Дніпропетровському державному технічному  
університеті залізничного транспорту (ДІІТ) за адресою:  
г. Академіка Лазаряна, 2,

м. Київ в бібліотеці університету

Варвара 1998 р.

Лий печаток

у.

 Л.В.Петровська

НТБ  
ДНУЗТ

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. Питання вибору експлуатаційних та конструкційних параметрів елементів ходових частин рухомого складу завжди привертала підвищену увагу тому, що будь-яка відмова таких елементів як колісна пара, може може стати причиною аврії або катастрофи. Велике значення має запобігання відмов, які викликані втратами міцності вказаних елементів під впливом механічних, теплових та монтажних навантажень. Оптимальні параметри ходових частин мають забезпечити їх надійну роботу, а також зменшення маси, як важливої умови поліпшення динамічних характеристик рухомого складу.

Більш тонкі й достовірні теоретичні дослідження міцності коліс і осей дають змогу скоротити обсяг експериментів, які дорого коштують, зменшити відбраковування деталей в залежності від експлуатаційних відмов і по результатах дефектоскопії. Складовою частиною міцносних розрахунків є визначення напружено-деформованого стану (НДС) елементів ходових частин. Традиційні методи аналітичних досліджень не завжди враховують конструктивні та експлуатаційні особливості елементів ходових частин (наприклад: з'єднання деталей в натягом або в зазором, одночасна дія різних навантажень і т.і.). Сучасні методи розрахунків не дають змоги досить точно провести кількісні оцінки в найбільш небезпечних зонах - зонах концентрації напружень.

Таким чином, проблема уточнених досліджень напружено-деформованого стану елементів ходових частин та прийняття оптимальних проектних рішень є актуальною та важливою для побудови рухомого складу та його експлуатації.

Частина розробок, пов'язаних з цією проблемою, була виконана автором і в підґрунті дисертації.

Ціль роботи: - створення математичних моделей НДС елементів ходових частин рухомого складу на базі методу кінцевих елементів (МКЕ), які дозволяють охопити конструктивні особливості, комплекс основних видів навантажень і експлуатаційних факторів і одержати достовірні данні в повному обсязі конструкції, включаючи зони концентрації напружень.

Для досягнення поставленої мети в дисертаційній роботі вирішувались такі задачі:

- розроблені методика, алгоритми та програми розрахунків по МКЕ осесиметричних деталей ходових частин від дії технологічних і зовнішніх навантажень, а також температурних навантажень;

- розроблені алгоритм і програма розрахунку ролікової букси на ЕОМ;

- досліджена міцність і рекомендовані конструктивні поліпшення нових деталей ходових частин вагону: порожнистої осі, алюмінієвого корпусу букси, корпусів букси з пружними вставками, торцевого кріплення, адалтеру та інші;

- виконані дослідження розподілу теплового потоку у суцільнокатаному та складеному колесах, визначені температурні напруження.

Методика дослідження. В роботі використаний комплексний метод досліджень, який включає аналітичну та експериментальну частини. Аналітичні дослідження проведені на підставі використання МКЕ та узагальненого методу сил. Розроблені комп'ютерні програми для розрахунків осесиметричних конструкцій з будь-яким навантаженням і розв'язання задач про контактну взаємодію осей, коліс, підшипників, букс. Запропоновано та реалізовано алгоритми розрахунків колеса на теплові навантаження при колодковому гальмуванні. Розв'язано ряд нестандартних задач по замови промислових підприємств, відпрацьовані нові конструкції.

Експериментальні дослідження виконувались для перевірки достовірності розрахункових даних. Проведені стендові та експлуатаційні дослідження торцевих кріплень вагонних колісних пар, корпусів букс з алюмінієвого сплаву.

Назвува новина роботи міститься у наступному:

- розроблений пакет прикладних програм (ППП) розрахунків НДС елементів ходових частин рухомого складу від дії експлуатаційних (механічних і теплових) і технологічних навантажень. ППП функціонує на базі ЕОМ типу ЕС або ІЕМ з об'ємом оперативної пам'яті не менш 512 Кб. Виконані чисельні експерименти по визначенню густини кінцево-елементної сітки та кількості утримуваних членів гармонічного ряду розкладання навантажень;

- розроблені алгоритми та обчислювальні програми визначення навантаженості роліків буксового підшипника та розпо-

ділу навантаження по довжині ролика;

запропоновані математичні моделі температурного поля як для стаціонарного, так і для нестационарного режимів з урахуванням контактного термічного опору, який з'являється в зоні контакту бандажа і ободу складових коліс;

- виконані аналітичні дослідження міцності нестандартних елементів (перехідного п'ятника, тарільчастого фіксатора та інш.).

Практична цінність роботи полягає в тому, що розроблені комплексні методики та реалізуючі їх комп'ютерні програми дають змогу в високою достовірністю оцінити міцність, отримуючи точніші кількісні оцінки НДС елементів кодових частин рухомого складу. На етапі проектування можна проводити оптимізацію конструкцій, що дозволяє скоротити об'єм експериментальних досліджень та варіантних розробок.

Аналітичні дослідження, виконані за допомогою розроблених алгоритмів і програм, дозволили дати рекомендації про умови експлуатації перехідного п'ятника (адаптера) для цистерн 406Р Дирекції Експлуатації Цистерн (Польща), нового конструктивного варіанту колеса трамваїв Т-3, колеса берлінського метрополітену, розробити пружне тарільчасту шайбу, застосування якої поліпшує надійність роботи торцевого шайбового кріплення, провести порівняльний аналіз міцності букс з різними пружними вставками, зробити перші кроки в оцінці вплива конструктивних особливостей колеса на розподіл напружень, викликаних температурним навантаженням в процесі колодязного гальмування.

Реалізація роботи. Пакети прикладних програм, які складені на основі розроблених методик і алгоритмів, використані при розробці САПР вантажних вагонів на ВО "Уралвагонзавод", застосовані на НПО "Коломнатеппловозапутьмаш" і при розробці КД 24.040.85-80 "Нормы и методы расчета на прочность колесо с дисковыми центрами для тягового подвижного состава".

Аналітичні дослідження по вибору раціональних конструкцій порожнистої осі, корпусів букс з пружними вставками в частині розробок, виконаних разом з Нижньодніпровським трубопрокатним заводом, Дніпродаєржінським вагонобудівним заводом, ВНДІВ, ВНДІСТ.

Результати досліджень напруженого стану складових коліс

трамваї Т-3 використані при розробці технічної документації на виготовлення нових дисків коліс.

Апробація роботи. Матеріали дисертації докладались та обговорювались на Всесоюзній науково-технічній конференції "Проблеми механіки залізничного транспорту" (м. Дніпропетровськ, 1980 р.), XIV науково-технічній конференції "Пути технического перевооружения и модернизации железнодорожного транспорта" (м. Гомель, 1989р.), III Всесоюзній науково-технічній конференції "Проблеми розвитку локомотивостроения" (м. Луганськ, 1990р.), міжнародній науково-технічній конференції "Проблеми механіки залізничного транспорту. Динаміка, прочність і надійність подвижного состава" (м. Дніпропетровськ, 1992р.), на засіданні кафедри "Вагони" ДІІТУ (1996р.).

Публікації. По матеріалах дисертації опубліковано 15 наукових робіт, одержано 4 авторських свідоцтва.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку літератури (138 назв) та 5 додатків. Робота викладена на 161 сторінці машинописного тексту, ілюстрована 46 малюнками та 3 таблицями.

#### ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі відображений вплив підвищення інтенсивності використання рухомого складу на надійність роботи елементів ходових частин. Наведено обґрунтування актуальності задач, вирішених у дисертаційній роботі.

У першому розділі виконаний огляд та аналіз теоретичних та експериментальних досліджень у області міцнісних розрахунків елементів ходових частин рухомого складу. Питаннями міцності залізничних колісних пар займається широке коло наукових колективів науково-дослідних (ЕНДІВ, ЗНДІЗТ, НВО "Композитовозапутьмаш", УкрНДІВ) і учбових (ДІІТ, ХІІТ, ЕІТМ і інш.) інститутів. Значний вклад у розвиток теорії та експериментальних досліджень внесли С.О.Полєв, Л.В.Шевченко, Л.М.Бжольник, Н.І.Мартинюк, С.Г.Андрєєв, О.М.Сазучук, В.І.Самєло та інші провідні вчені. Одержані практичні розрахункові методи використовуються у проектуванні. Але, зважаючи на складність задач, можна в цих методиках не охоплює проблему в цілому. До найбільш складних задач відносяться задачі про

спрямування деталей в натягом та в валорами. Взагалі рішення їх базується на застосуванні рішення осесиметричної задачі Ляме, а вплив реальної форми спряжуваних деталей враховується приближно.

Питанням досліджень температурних режимів дискових колес прив'язані роботи В.Г.Іноземцева, наукові праці О.Г.Андрєєва, В.П.Літовченко, Е.М.Нікольської, В.І.Грека та інш. Аналітичні методи розрахунків розподілення температур і напружень, які запропоновані відчизняними авторами, застосовані на спрощеній моделі процесу розподілу тепла у колесі.

Поява нових методів обчислювальної математики, в особливості метода кінцевих елементів, дало потужний поштовх розвитку методик міцносних розрахунків. Застосуванням МКЕ до розрахунків елементів ходових частин рухомого складу займаються вчені транспортних вузів - О.В.Александров, М.М.Запозніков, О.П.Філіп, В.Д.Хусідов, Ю.Д.Мельніченко, О.П.Приходько, Ю.Д.Юрченко, В.С.Плоткін, В.Д.Дукерман, А.З.Табакман, О.М.Савчук, М.А.Пастернак, В.І.Сакало. Широко відомі роботи закордонних авторів в галузі міцносних розрахунків колісних пар із застосуванням МКЕ. Зокрема, постановка задачі з використанням МКЕ для визначення теплового стану суцільнокатаного дискового колеса відомі по закордонним публікаціям, але в них не враховується термічний опір контакту у в'єднанні бандажа та ободу.

Виконаний аналіз дозволяє сформулювати цілі задачі дисертації.

У другому розділі викладена методика визначення НДС осесиметричних деталей від дії механічних несиметричних навантажень на базі МКЕ. На її підставі розроблений алгоритм, блок-схема та комп'ютерна програма DIITNZ розрахунків напружень. Відповідні матеріали наведені у дисертації. Початковими даними для розрахунків є геометричні характеристики перетинів, пружні властивості матеріалів, граничні умови, величина механічних експлуатаційних навантажень. Програма може функціонувати як самостійно, так і у складі ППП розрахунків НДС елементів ходових частин рухомого складу.

З метою обмеження об'єму розрахунків, детальнішого вивчення напружень в місцях їх концентрацій, а також, що величезно важливо, для створення єдиної розрахункової схеми для розра-

хунків на всі види навантажень застосовано розкладання вагального рішення в гармонічні ряди. Чисельні експерименти по визначенню збіжності ряду напружень показали, що кількість утримуваних членів ряду суттєво залежить від форми деталі, відстані від місця прикладу навантаження до перетину, який розглядається. При варіантних дослідженнях різних конструкцій кількість членів ряду можна обмежити чотирма-шістю, при дослідженнях дискових частин колеса необхідно утримувати до 17 членів ряду. Результати розрахунків добре угадуються з експериментальними та розрахунковими даними, які отримані у ВНДІЗТ.

Розроблена програма використана для розрахунків міцності перехідного п'ятика (адаптера), який застосовується при підключенні під кристерки фірми ДЕЦ (Польща) візків моделі 12-100 для забезпечення їх експлуатації на залізницях колії 1520 мм. Розрахункова схема адаптеру побудована у вигляді осесиметричної кінцево-елементної фігури, яка має 356 кільцевих елементів трикутного перерізу та 222 вузли. Розглядені такі варіанти експлуатаційних ситуацій: 1 - зіткнення вагонів або причіплювання локомотиву; 2 - рух у складі потягу; 3 "перевалка" кузов на підп'ятниках візка внаслідок бокової качки. Перші два варіанти відповідають I та III розрахунковим режимам, які рекомендовані "Нормами для расчетов новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колее 1520 мм".

Розрахункові навантаження прикладалися до моделі таким чином:

1-й варіант - вертикальне осесиметричне навантаження рівне 704,2 кН прикладається рівномірно по верхній площині, на яку впрямється кузов, а реакція (-704,2 кН) - по нижній опорній площині, яка впрямється на підп'ятник візка;

2-й варіант - вертикальне навантаження рівне 420,5 кН прикладається рівномірно по верхній опорній площині, реакція від підп'ятника (-420,5 кН) - по нижній опорній площині. Бокові горизонтальні навантаження розподілені: у верхній опорній площині за рахунок сил тертя - 216,1 кН; у боковій внутрішній опорній площині - 62,5 кН; реакція з боку бурта підп'ятника - 277,6 кН;

3-й варіант - прикладення вертикального навантаження анало-

гічно першому варіанту, а реакція прикладеться на вузькій смужі поблизу підп'ятника.

Оцінка міцності проведена по гіпотезі питомої енергії формоамінення для умов складного напруженого стану.

Якісна картина напруженого стану адаптеру при розрахунку по 2-му варіанту подана на мал.1. Рівень максимальних напруг не перевищує допустимого значення (150 МПа) і знаходиться в межах 110...125 МПа. На мал.2 показаний розподіл еквівалентних напруг в адаптері при розрахунку по 1-му варіанту. Найбільше значення напруги рівне 174,9 МПа; це менше допустимого (192 МПа). Внутрішня частина адаптеру зазнає висі напруги, ніж зовнішня поверхня.

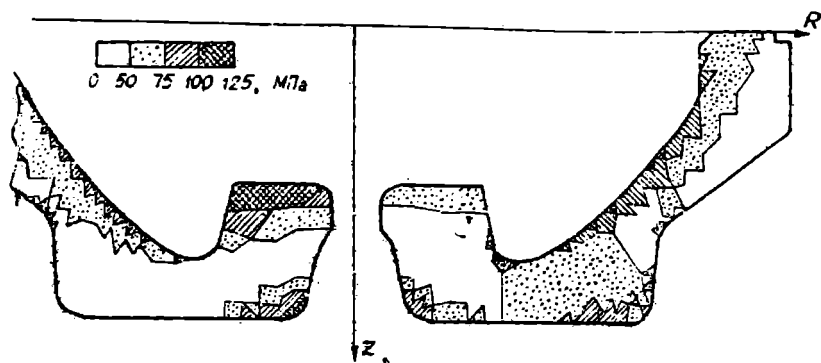
Таким чином, результати розрахунків підтверджують безпечну роботу адаптера.

При розрахунку 3-го варіанту була поставлена мета виявити зони можливих пластичних деформацій для встановлення контролю за ними в експлуатації. Такі зони виникають в місці опори адаптеру на підп'ятник і на зовнішньому переході від циліндричної поверхні до конічної. Це підтверджується також результатами досвідних проб.

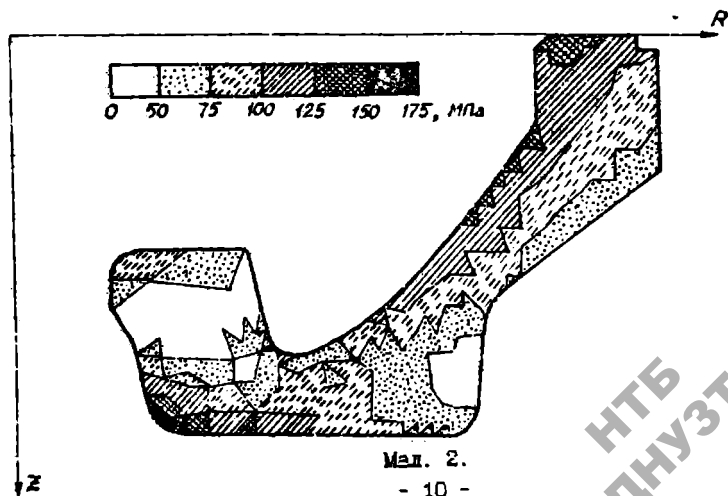
При аналітичних дослідженнях надійності роботи торцевого кріплення буксових підп'ятників використана декомпозиція розрахункової схеми початковий перехід від загальної схеми до детальної із збереженням всіх умов навантажень і деформацій. Розрахунок навантаженості кріпильних болтів показав, що найбільші напруги виникають в перших витках болта та гнізда. По величині вони перевищують межу текучості та викликають висмигання першого витка різьби вже при затягненні болтів зусиллям 81 кН.

Експериментальні дослідження умов розкриття стику проведені на модернізованому стенді для статичних випробувань натурального візка зантажного вагону.

Теоретичні та експериментальні дослідження показали, що осьове зусилля 25...27 кН породжує розкриття стику між приставним і внутрішнім кільцями переднього підп'ятника. В результаті тарільчаста шайба набуває рухомості в поперечному до осі напрямку, що викликає вигин кріпильних болтів і зростання напруги в різьбі до межі текучості. Це спричиняє деформацію різьби та ослаблення затяжки.



Мал.



Для підвищення надійності торцевого кріплення розроблений кільцевий елемент - фіксатор, який має форму фігурної тарільчастої пружини із середньою конічною частиною, збіваючою в вигляді пелюстків, розташованими між болтами. При збиранні своєю периферійною частиною він вставляється в гніздо на дні тарільчастої шайби, а вершиною конічної частини - в центровий отвір шийки осі. В процесі монтажу буксового вузла фіксатор сжимается в осьовому напрямку при затягненні болтів.

Теоретичні, експериментальні та експлуатаційні дослідження торцевих кріплень з фіксаторами та без виявили, що їх застосування, яке забезпечує безаварійний пружний зв'язок тарільчастої шайби та осі, перешкоджає поперечним переміщенням тарільчастої шайби та виключає вигин кріпильних болтів.

Виконані дослідження несучої здібності коліс для вагонів промислового транспорту з метою впровадження полегшеної конструкції для коліс чугунівових і сталерозливного віака з особливими навантаженнями 441. 510 кН. Розрахунки виконані від дії радіального та боювого навантаження. Причому, радіальні навантаження прикладалися зосереджено до профілю кочення коліс у точках, розташованих поблизу зовнішньої грані ободу та поблизу гребню. Боюве навантаження прикладене до гребню. В розрахунках обчислені різні експлуатаційні режими, які відрізняються осьовим навантаженням (441 кН, 491 кН і 510 кН) і швидкостями руху (4,17 м/с, 1,89 м/с).

Аналіз результатів розрахунків показав, що при експлуатації полегшених коліс промтранспорту в межах вказаних режимів забезпечується достатня їх міцність.

У третьому розділі розглянені методи розв'язання контактної задачі при спрямуванні елементів з натягом і з зазорами, розроблені на основі спільного застосування узагальненого методу сил і МКЕ. У результаті рішення отримуємо контактні вузлові сили в зоні спряження по заданим натягом і зазорам і напруги від контактних сил у кожній з деталей спряження.

Невідомі контактні сили по поверхні спряження у випадку спряження деталей з натягом можна визначити шляхом розв'язку каноничної системи рівнянь методу сил

$$A \cdot q = (1/2) \cdot \eta, \quad (1)$$

де  $A$  - матриця коефіцієнтів, одержана шляхом підсумову-

радіальних переміщень від дії одичних сил у вузлах зони контакту спряжених деталей;

$q$  - вектор шуканих вузлових сил;

$\eta$  - вектор натягів.

Для визначення одичних переміщень використовується процедура МСЕ.

Блок-схема програми DIITDZ, розроблена на основі методики, наведена в дисертації. У програмі передбачені розрахунки спражування з постійним або змінним по довжині спряження натягом, одного або двох спряжень (у вигляду складених коліс).

Треба відзначити, що розрахунки по програмам DIITNZ і DIITDZ можна виконувати по єдиній розрахунковій схемі, інакше кажучи нема проблем по складанню загальної картини НДС від сумарного впливу навантажень. Для автоматизації цієї процедури розроблена програма DIITSERV, в якій, окрім простого підсумовування осьових і дотичних напружень, виконується розрахунок головних, еквівалентних і вузлових напружень, передбачено графічне відображення результатів.

Метою аналітичних досліджень напруженого стану коліс трамвая Т-8 є визначення можливості заміни існуючого диска (варіант 1), виготовленого шляком прокату, на диск змінної конструкції (варіант 2), виготовляти який припускається шляхом лиття. Аналіз навантаженості коліс показує, що технологічні навантаження (просадки бандажа на диск з натягом) можуть спричинити значні напруги в деталях збірки. Максимально можливий натяг дорівнює 0,9 мм. Саме це значення, а також зменшений натяг рівний 0,8 мм, були прийняті для виконання розрахунків.

Розрахункові схеми коліс складені таким чином, що в зоні контакту площі кінцевих елементів однакові.

Порівняння результатів розрахунків коліс для максимального натяга показує, що розподіл контактної тиску по довжині спряження є нерівномірним. Він досягає найбільших значень у зоні, яка розташована над диском. По величині вони дорівнюють 78,8 МПа та 82,4 МПа відповідно для 1-го та 2-го варіантів коліс.

Характер розподілу напруг, які спричинені контактними силами, у дисках обох коліс однаковий. Найбільші з них - ко-

лові, причому рівень їх максимальних значень у вилізаному диску (2-й варіант) на 18% нижчий, ніж у катаному (1-й варіант).

На підставі виконаних досліджень надані рекомендації про використання колеса нової конструкції під вагонами трамваю Т-3, але термін служби доцільно обмежити по результатах спостережень за його розмірами в процесі експлуатації.

Виконана варіантна оптимізація внутрішніх розмірів порожнистої осі для вагонів з підвищеним осевим навантаженням (344 кН) з метою вибору конструкції, яка забезпечить достатню міцність і максимальне зниження маси. Зовнішні розміри відповідають зовнішнім розмірам суцільної осі, яка експлуатується в аналогічних умовах. Для одержання повної картини НДС осі використані програми DIITNZ і DIITOZ.

У результаті одержані оптимальні розміри порожнистої осі, які забезпечують рівну міцність з суцільною, зменшення маси на 120...130 кг і взаємозамінність по зовнішнім розмірам. Зроблено вибір величин натягів для сполучення порожнистої осі з колесом, при яких міцність з'єднання еквівалентна з'єднанню суцільної осі з колесом. Рівень найбільших головних напружень від сумарної дії технологічних і механічних експлуатаційних навантажень, які припадають на переріз біля внутрішньої кромки маточини колеса та біля кромки кільця підшипника, в середньому на 20% вище для суцільної осі в порівнянні з порожнистою.

Теоретичні дослідження НДС диску колеса метрополітену показали, що: 1) діюча частина практично не навантажується від поїздки колеса на вісь; 2) напруги, які спричинені у диску вобітними зусиллями - радіальною 74 кН і боковою 63 кН, не перевищують рівня 200 МПа. Інакше кажучи, розглянене колесо має запаси міцності від дії вказаних навантажень.

Різниця методу оид для визначення навантаженості деталей роликової букси (з'єднання деталей із зазорами) набуває вигляду

$$B \cdot X + \bar{b}_p + \bar{b} = 0, \quad (2)$$

де  $B$  - матриця переміщень від одиничних сил;  
 $X$  - вектор незідомих сил у точках контакту;  
 $\bar{b}_p$  - вектор переміщень від зовнішніх навантажень;  
 $\bar{b}$  - вектор зазорів;

$O$  - нульовий вектор.

Компоненти матриці  $B$  и вектора  $\bar{B}_p$  складені з урахуванням взаємних переміщень вузлів у загальній основній системі, яка включає основну систему корпусу, ролики підшипника та основну систему шийки осі. Для визначення переміщень використана плоска процедура МКЕ. По алгоритму, розробленому на підставі цієї методики, складена програма BUKSAN, в результаті запускування якої одержуємо значення навантажень на ролики буксового підшипника. Можна також визначити НДС елементів буксового вузла від дії зовнішніх і контактних зусиль.

Розрахункова модель що до визначення розподілу навантажень між підшипниками складається в осесиметричному ставленні та включає всі деталі буксового вузла та конюльну частину колісної пари, обмежену перетином, який проходить через центр кочення колеса. Загальний вид рівнянь узагальненого методу сил відповідає (2), але в компонентах матриці  $B$  і вектора  $\bar{B}_p$  враховуються переміщення вузлів контакту внутрішньої та зовнішньої поверхонь ролика.

Застосування розроблених програм для визначення навантаженості елементів буксового вузла дало змогу виконати роботи по вибору раціональної конструкції вагонної букси сплаву АМТ-6. Мета цієї роботи - вилучити зниження навантаженості ролика у верхньому центральному meshканні та досягти зниження рівня найбільшого навантаження на ролик. Ця мета була досягнута для корпусу, який відрізняється від початкового тим, що встелі в дві додаткові порожнини, розташовані симетрично відносно вертикальної осі. Кожна з порожнин уявляє собою в поперечному перерізі два складених півуелісів однаковими малими та різними великими радіусами.

Експеримент, який проведено на стенді ДІІТу, підтвердив результати аналітичних досліджень - після модернізації корпусу досягнуто зниження максимального навантаження ролик на 23%, а відносна довговічність підшипників зросла на

Аналіз надійності корпусів вагонних букс з дружинними елементами, виконаний в порівнянні з серійним, показав, що найбільшу довговічність має підшипник букси з гумовим вкладишем.

Четвертий розділ присвячено розв'язанню задачі визначення напруженого стану коліс рухомого складу від дії

ратурних навантажень в процесі гальмування колодковими гальмами. З цієї метою розроблені методики розрахунків розподілу температур по об'єму колеса як у стаціонарному, так і в нестационарному режимах.

Температурне поле суцільнокатаного колеса, яке залежить від терміну гальмування та радіальної координати, може бути описане однорідним диференціальним рівнянням в частинних похідних

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2}, \quad (3)$$

де  $T$  - температура в довільній точці колеса;

$x$  - відстань від поверхні гальмування;

$t$  - поточний час від початку гальмування;

$a$  - коефіцієнт температуропровідності.

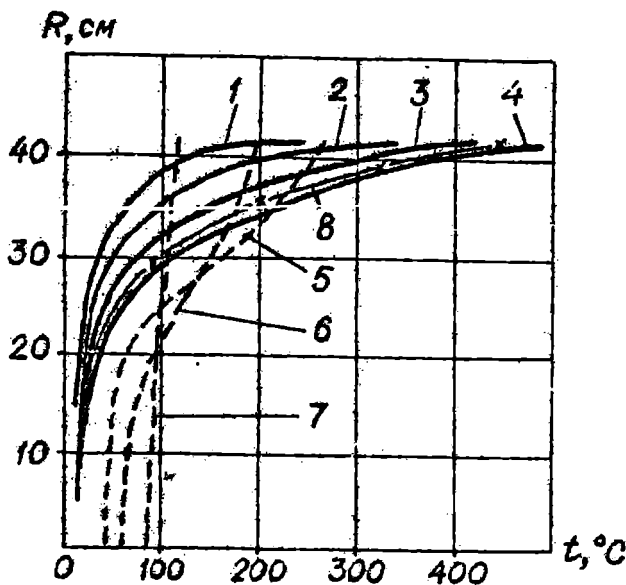
У початкових і граничних умовах враховується: на початку гальмування температура колеса дорівнює температурі навколишнього оточення, інтенсивність теплового потоку постійна за весь час його дії.

Рівняння (3) розв'язане операційним методом з використанням перетворення Лапласа-Карсона.

Розроблена на підставі цієї методики комп'ютерна програма перевірена на достовірність по результатах експерименту, який проведено у ВНДІСТ. На мал. 3 наведена сім'я кривих, які відображають розподіл температур по радіусу колеса від часу гальмування. Вихідні дані вибрані в умов проведення експерименту: час гальмування - 13 хв., початкова швидкість - 80 км/год., осьове навантаження 225,4 кН (23 тс), тип колодок - композиційні. Лініями 1-3 показаний розподіл температур до закінчення гальмування; лінією 4 - в момент закінчення гальмування; лініями 5-7 - після відпускання гальмів. Аналіз результатів показує, що із збільшення тривалості гальмування зростає різь температур. Найбільше значення досягнуте до моменту закінчення гальмування, а потім відбувається перерозподіл температур - зменшення їх у ободі з деяким збільшенням у маточині.

Порівняння аналітичних результатів з результатами експерименту, поданими на мал. 3 лінією 8, дає їх гарну збіжність.

В основу математичної моделі температурного поля колеса



Мал. 3.

загального конструктивного варіанту в стаціонарному режимі покладене квазігармонійне рівняння в частинних похідних

$$K_{rr} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} K_{rr} \frac{\partial T}{\partial r} + K_{zz} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + Q = 0, \quad (4)$$

де  $T$  - температура в довільній точці колеса;

$r, z$  - радіальна та осьова координати точки;

$K_{rr}, K_{zz}$  - коефіцієнти теплопровідності матеріалу вдовж вісей  $r$  и  $z$  відповідно;

$Q$  - теплопритлив від джерела тепла, який знаходиться всередині колеса.

Граничні умови: на частині поверхні температура відома; на деякій поверхні є притлив тепла з інтенсивністю  $q$ , на іншій - тепловідвід ( $h$  - коефіцієнт теплообміну).

Розв'язання рівняння (4) у варіаційному поставленні спричиняє до мінімізації функціоналу

$$\frac{\partial \pi}{\partial T} = 0, \quad (5)$$

що в свою чергу дає систему рівнянь, розв'язком якої є значення температур по об'єму колеса.

Для полегшення процедури (5) використаний МКЕ.

Як відомо, наявність зони контакту в складених бандажних колесах, спричиняє виникнення термічного контактного опору. Моделювання такого опору виконане шляхом перетворення правої частини рівнянь МКЕ. Це дає змогу використовувати при розрахунках на температурні навантаження розрахункову схему, розроблену для розрахунків від механічних експлуатаційних і технологічних навантажень.

На підставі розробленої методики складений алгоритм і програми розрахунків розподілу температур по об'єму колеса в залежності від припливу тепла, тепловідводу та відомих температур, а також визначення напруг від температурних навантажень.

У рамках виконання робіт по визначенню напрямків удосконалення конструкції існуючого колеса рухомого складу проведені розрахунки напруженого стану дисків колес вітчизняних і західноєвропейських залізниць від дії температурних навантажень. Диски віказаних коліс відрізняються конструктивно в середній частині диска західноєвропейського колеса в гофр.

Розглядені екстремий і тривалий режими гальмування від початкової швидкості 80 км/год. Оцінка міцності проведена за гіпотезов питомої енергії формозмінення для умов складного напруженого стану.

Порівняння елр еквівалентних напруг в дисках розглянутих коліс показує, що вони відрізняються як якісно, так і кількісно. У диску західноєвропейського колеса у місці розташування гофру виникає зона додаткового максимуму напруг. Крім того, рівень найбільших напруг у диску вітчизняного колеса знаходиться у межі 450 МПа, а для західноєвропейського колеса - біля 700 МПа для розглянутих режимів гальмування.

На підставі виконаних розрахунків зроблено висновок про те, що з точки зору сприйняття температурних навантажень форма диску колеса країн СНД має перевагу в порівнянні з формою диску колеса західноєвропейських залізниць.

#### ВИСНОВКИ

1. В галузі побудови та експлуатації рухомого складу залізниць завжди є актуальною проблема уточненого розрахунку

напружено-деформованого стану ходових частин, а також прийняття раціональних конструктивних рішень на стадії проектування. Це зумовлено тим, що втрата міцності елементів ходових частин в процесі експлуатації знижує їх надійність і може спричинити аварію.

2. Розроблений на базі методу кінцевих елементів алгоритм розрахунку осесиметричних деталей ходових частин рухомого складу від дії несиметричних механічних експлуатаційних навантажень в розкладанням в гармонійні ряди та складена комп'ютерна програма дозволяють одержати достовірну інформацію про розподіл напруг по об'єму коліс, осей та інших елементів, що підтверджено розв'язком практичних задач.

3. Виконана оцінка міцності перехідного п'ятника (адаптера), розробленого для забезпечення підкатки візків моделі 18-100 під цистерни 40СР фірми ДЕС (Польща) для їх пропускання по залізницях України, на підставі якої зроблений висновок про можливість їх експлуатації.

4. Розроблена математична модель для розрахунків міцності торцевого кріплення буксових підшипників дозволяє врахувати виникнення зазора між його елементами. При теоретичних дослідженнях застосована декомпозиція розрахункової схеми. Це надало можливості врахувати зовнішні навантаження та граничні умови при розрахунках кріпильних болтів. Для підвищення надійності торцевого кріплення запропонована тарільчаста пружина (фіксатор). Застосування фіксатора підвищує надійність і безпеку роботи торцевого кріплення. Це набуло підтвердження в проведених експлуатаційних та ресурсних випробуваннях.

5. На підставі аналізу напружено-деформованого стану коліс подібних конструкції вагонів промислового транспорту в осьовим навантаженням 441...610 кН надані рекомендації про допущення їх до експлуатації.

6. Розроблені алгоритми та розрахункові програми розв'язання контактної задачі про сполучення деталей з нагном чи зазорами дозволяють для відомих їх величин визначити контактні зусилля та тиснення в спряженні деталей колісної пари, роликової букси, а також напруги в кожній з деталей. Достовірність результатів підтверджена експериментом.

Програми об'єднані в пакети розрахунків напружено-дефо-

мованого стану вагоник і локомотивних колісних пар і їх елементів і застосовані на ВО "Уралвагонзавод" і ІЗО "Коломна-тепловозпутьмаш", використані при розробці КД 24.040.85-90 "Нормы и методы расчета на прочность колес с дисковыми центрами для тягового подвижного состава". Пакети можуть функціювати на базі EDM типу 6С або ІЕМ в об'ємом оперативної пам'яті не менше ніж 512 Кб.

7. Теоретично обгрунтована можливість виготовлення нової конструкції диску складеного колеса трамвая Т-3. Надані рекомендації що до шляхів збільшення терміну служби диску.

Уточнені розрахунки колеса метрополітену показали, що в діалізони розглянутих експлуатаційних навантажень воно має достатню міцність.

8. Теоретичні дослідження навантаженості порожньої вагонної осі для навантаження 344 кН (35 тс), які виконані з урахуванням сумарної дії механічних експлуатаційних і технологічних навантажень, дозволили обгрунтувати внутрішні її розміри, які забезпечують міцність не нижче, ніж у суцільної, та зниження металозьомкості на 120...130 кг.

9. Застосування комп'ютерної програми розв'язання контактної задачі про сполучення деталей з вазорами дало змогу аналітично вишукати оптимальну конструкцію корпусу букси з адмінієвого сплаву. В такому корпусі центральний ролик: за один обіг навколо центра букси підлягає одноразовому навантаженню максимальним навантаженням, величина якого нижче, ніж у вихідного корпусу, в середньому на 5...12% у залежності від величин вазорів.

10. Проведені теоретичні дослідження корпусів букс з пружними вставками дозволили надати рекомендації що до шляхів подальшого їх вдосконалення.

11. Розроблені методики розрахунків температурних полів суцільнокатаніх і складених коліс, які виникають у процесі гальмування при колодкових гальмах. Апробація комп'ютерних програм проведена по результатах експериментів і показала гарну збіжність результатів (розбіг складає 7...12%).

12. Оцінка міцності коліс залізниць країн СНД і західноєвропейських, яка проведена по результатах розрахунків від дії температурних навантажень, показала, що форма диску вітчизняного колеса має перевагу.

Основні положення дисертації надруковані в наступних роботах:

1. Пастернак Н.А., Соборницька В.В., Мельниченко Ю.Д. Аналітичне дослідження розподілення вертикальної навантаження між підшипниками вагонної букси. / Тез. доповідей Всеукраїнської науко.-техн. конференції/ДНІТ.- Дніпропетровськ, 1984.- с.206-208.

2. Рейдемейстер Г.В., Соборницька В.В., Стельмах В.К. Допускаємі навантаження вагонних колес по умовам усталостної міцності// Проблеми удосконалення конструкцій і технічного змісту вагонів: Міжвуз. сб. наук. тр. Дніпропетровськ, 1991.- с.4-7.

3. Рейдемейстер Г.В., Пастернак Н.А., Соборницька В.В., Борисов Р.А. Дослідження шайбового торцевого кріплення буксових підшипників вагонів// Технічний зміст і використання підшипного складу: Міжвуз. сб. наук. тр. - Дніпропетровськ, 1994.- с.9-15.

4. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Соборницька В.В. Вибір розмірів кінцевих елементів для дослідження напружень і деформацій в осях колесних пар // Проблеми удосконалення технічного змісту вагонів і удосконалення ходових частин: Міжвуз. сб. наук. трудов/ ДНІТ.- Дніпропетровськ, 1980.- с. 45-50.

5. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Соборницька В.В. Дослідження міцності і експлуатаційної надійності полів вагонних осей.- В кн.: Проблеми механіки залізничного транспорту. Тез. докл. Всеукраїн. конф.- Київ:Наукова думка, 1980.- с.128-129.

6. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Соборницька В.В. Уточнений розрахунок напружень в осях вагонних колесних пар// Вестник ВНИИЖТ.- 1991,- № 6.- с.45-48.

7. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Соборницька В.В. Визначення напружено-деформованого стану вагонного колеса від зовнішніх навантажень// Проблеми удосконалення технічного змісту вагонів і удосконалення ходових частин: Міжвуз. сб. наук. тр.- ДНІТ.- Дніпропетровськ, 1992.- с.3-9.

8. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Соборницька В.В. Удосконалення конструкції корпусів букс на алюмінієвих сплавах/ Тез. доповідей XVI науко.-техн. конференції "Путі

технического перевооружения и модернизации железнодорожного транспорта"//.- Гомель, 1989.- с.41-42.

9. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Соборницкая В.В., Жовтобрюх Г.Д., Погребной А.П. Исследование и обоснование размеров полой оси для вагонов с осевой нагрузкой 344 Кн// Вопросы улучшения технического содержания вагонов и совершенствование ходовых частей: Межвуз. сб. науч. тр.- Днепропетровск, 1984.- с.3-10.

10. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Яковоский А.Д., Соборницкая В.В. Сравнительные стендовые испытания корпусов роликовых букс// Совершенствование конструкции и обслуживания вагонов: Межвуз. сб. науч. тр.- Днепропетровск, 1989.- с.12-18.

11. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Соборницкая В.В., Никольская Э.Н. Методика расчета на ЭВМ температурных полей и напряжений локомотивных колес с катаным центром./ Тез. докладов III Всесоюзной науч.-техн. конференции "Проблемы развития локомотивостроения"//.- Ворошиловград, 1990.- с.31-32.

12. Савчук О.М., Соборницкая В.В., Рейдемейстер Г.В. Математическая модель температурного поля колеса подвижного состава./ Тез. докладов VIII конференции "Проблемы механики железнодорожного транспорта. Динамика, прочность и надежность подвижного состава"//.- Днепропетровск, 1992.- с.117-117.

13. Савчук О.М., Соборницкая В.В., Рейдемейстер Г.В. Учет тепловых воздействий в математической модели напряженно-деформированного состояния колеса подвижного состава// Техническое содержание и использование подвижного состава: Межвуз. сб. науч. тр. - Днепропетровск, 1994.- с.4-7.

14. Соборницкая В.В., Френкель В.Я. Влияние упругих элементов на долговечность буксовых подшипников// Вопросы улучшения ходовых частей и обслуживания вагонов: Межвуз. сб. науч. тр.- Днепропетровск, 1987.- с.73-80.

15. Sawczuk O., Sobornicka W. Badania wytrzymałościowe pośredniego czopa skretu (adaptera). XI konferencja naukowa Pojazdy Szynowe pod hasłem "Pojazdy szynowe jako elementy nowoczesnego systemu transportowego", Krakow, Szczawnica, 31.05-2.06.95, s.204-210.

#### АННОТАЦИЯ

Соборницкая В.Б. Совершенствование конструкций кодовых частей подвижного состава методами математического моделирования. - Рукопись. - Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 - подвижной состав железных дорог и тяга поездов, Днепропетровский государственный технический университет железнодорожного транспорта, 1996.

Защита работы по созданию математических моделей осесимметричных деталей ходовых частей подвижного состава железных дорог с применением метода конечных элементов (МКЭ). Применение разработанных алгоритмов и компьютерных программ расчета напряженно-деформированного состояния элементов кодовых частей в условиях сложного напряженного состояния позволяет получить достоверную картину распределения напряжений, на стадии проектирования принимать оптимальные конструкторские решения.

С использованием результатов работы разработаны ФД 24.040.85-90 "Нормы и методы расчета на прочность колес с дисковыми центрами для тягового подвижного состава", комплекты технической документации на производство новых дисков колес трамвая Т-3.

Ключевые слова: математическая модель, колесо, ось, букса, нагрузка, напряженно-деформированное состояние, температурное поле.

#### SUMMARY

Sobornitskaja V. The improvement of rolling stock running gear constructions by mathematical modelling methods - Manuscript. - Candidate dissertation of technical sciences on speciality 05.22.07 - rolling stock of the railways and the pull of the trains. Dnepropetrovsk State Technical University of Railway Transport, Dnepropetrovsk, 1996.

The work of the creation of the mathematical models of the axle-symmetric details of rolling stock running gears with using the finite elements method is defended. The use of the worked out algorithms and computer programs for the

accounting of stressed. Strained state of the running gears elements under complicated stressed state gives the opportunity to receive the truthful picture of tension distribution and to come to the optimal design solutions.

The RD "Standards and methods of the strength calculations of the wheels with disk centres for the tractive rolling stock" and the complexes of the technical documentation for the producing of the new disks for tram T-3 wheels were worked out with the use of the received results.

Key words: mathematical model, wheel, axle, axle-box, loading, stressed strained state, temperature field.

**СБОРНИЦЬКА ВІРА ВАСИЛІВНА**

**Удосконалення конструкторських ходових частин рухомого  
складу методами математичного моделювання**

**05.22.07 - Рухомий склад залізниць  
та тяга поїздів**

Підписано до друку 14.05.96. Формат 80x84 1/16. Папір  
для розмножувальних апаратів. Друк офсетний. Ум. друк. арк. 1,0  
Обл.- вид. арк. 1,0. Зам. 26У. Тираж 80 примірників.  
Безкоштовно.

Адреса дільниці оперативної позіграфії  
320700, Дніпропетровськ, вул. Акад. В.А. Лазаряка, 2.



**НТБ  
ДНУЗТ**