

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

АТ «УКРАЇНСЬКА ЗАЛІЗНИЦЯ»

ДНІПРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО
ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІНФРАСТРУКТУРИ ТА ТЕХНОЛОГІЙ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ОБОРОНИ УКРАЇНИ
ІМЕНІ ІВАНА ЧЕРНЯХОВСЬКОГО

СЕКЦІЯ «МЕХАНІКА»

ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ

81 Всеукраїнської науково-технічної конференції

молодих учених, магістрантів та студентів

«НАУКА І СТАЛИЙ РОЗВИТОК

ТРАНСПОРТУ»

28 жовтня 2021 року

SECTION «MECHANICS»

CONFERENCE PROCEEDINGS

81th all Ukrainian Scientific and Technical Conference

of young scientists, masters and students

“SCIENCE AND SUSTAINABLE DEVELOPMENT

OF TRANSPORT”

October 28, 2021

Секція «Механіка» [електронний ресурс]: збірник тез доповідей секції 81 Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених, магістрантів та студентів «Наука і сталий розвиток транспорту» 28 жовтня 2021 р. – Дніпро: Дніпровський нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2021. – 80 с. – URL: http://ndch.diit.edu.ua/upload/%D0%9A%D0%BE%D0%BD%D1%84%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%BD%D1%86%D0%B8/2021/81_All-UA_ST_Conference_of_YSMS_SSD_of_Transport/Mechanics_2021.pdf

У збірнику тез доповідей подано результати досліджень здобувачів вищої освіти і молодих учених з питань поліпшення конструкції, раціоналізації технологій використання, технічного обслуговування та ремонту підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх машин і комплексів та залізничного транспорту, теоретичної та будівельної механіки. Тези доповідей подано в рамках 81 Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених, магістрантів та студентів «Наука і сталий розвиток транспорту», яку проведено 28 жовтня 2021 року у Дніпровському національному університеті залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.

Збірник тез доповідей призначено для здобувачів вищої освіти і молодих учених.

Текст тез доповідей учасників конференції подано в авторській редакції.

Офіційна наукова конференція здобувачів вищої освіти та молодих учених:

– Лист Державної наукової установи «Інститут модернізації змісту освіти» від 19.01.2021 р. № 22.1/10-83 «Про Перелік міжнародних, всеукраїнських науково-практичних конференцій здобувачів вищої освіти і молодих учених».

ЗМІСТ

ПІДСЕКЦІЯ «ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ, БУДІВЕЛЬНІ ТА КОЛІЙНІ МАШИНИ»

Дослідження процесу копання ґрунту бульдозерним обладнанням з неповоротним відвалом та комбінованою об'ємною ножовою системою	6
Дослідження процесів утворення технологічних порожнин у ґрунті під короткі фундаменти із застосуванням буро-ущільнюючого робочого органа.....	10
Дослідження ефективності процесу копання ґрунту бульдозерним відвалом з комбінованою ножовою системою	13
Дослідження ефективності процесу ущільнення ґрунту котком з комбінованою робочою поверхнею	14
Дослідження залежності енерговитрат на кочення коліс вантажівок від конструкції шин	16
Дослідження і розробка бульдозерного відвала-ущільнювача	18
Hybrid bike with internal combustion engine	20
Дослідження процесів утворення комунікаційних порожнин у ґрунті проколюючою голівкою з асиметричним конічним наконечником.....	21
Визначення впливу форми та частоти обертання бурової голівки на зусилля проколювання горизонтально направленої пілотної свердловини.....	22
Визначення ефективних режимів роботи багатоскребкових траншейних екскаваторів з критичноглибинним різанням ґрунтів зубами	23
Методика визначення зусилля ступінчатого розширювання технологічних порожнин у ґрунті для лінійно протяжних об'єктів.....	24
Огляд методів і засобів ударного руйнування негабаритних кусків гірничої маси.....	25
Проблеми безпеки при транспортуванні небезпечних наливних вантажів наземним транспортом.....	26
Визначення та порівняльний аналіз кінематичних характеристик автоматичних трансмісій вантажного автомобіля	27
Розробка алгоритму прискореного розрахунку потужності інерційних конвеєрів.....	28
Дослідження впливу проектних характеристик на потужність приводу пластинчастого конвеєру	29
Дослідження залежності величини максимального зусилля в канаті трубчастих скребкових конвеєрів від типу вантажу	30
Дослідження впливу проектних параметрів двотрубного вібраційного конвеєру на діаметр труби	31
Обладнання для механічного оброблювання залізничних коліс в технологічних лініях	32
Зведення фундаментів із застосуванням буронабивних паль	33
ПІДСЕКЦІЯ «ВАГОНИ ТА ВАГОННЕ ГОСПОДАРСТВО»	
Дослідження впливу на гальмівну ефективність вантажних вагонів гальм з повізковим гальмуванням	35
Дослідження доцільності впровадження сучасних технологій контролю технічного стану колісних пар під час виконання ремонту вагонів.....	36
Гнучка технологія проведення різних видів ремонту вантажних вагонів в єдиному потоці	37
Дослідження міцності кузова напіввагона	38

Дослідження організації та технології ремонту пасажирських вагонів у електроремонтній дільниці	39
Дослідження міцності кузова піввагона на стадії проектування	40
Дослідження надійності литих деталей візків вантажних вагонів в експлуатації	41
Аналіз зусиль, що діють на кузов напіввагона при перевезенні катаного дроту в бунтах	42
ПІДСЕКЦІЯ «ЛОКОМОТИВИ ТА ЛОКОМОТИВНЕ ГОСПОДАРСТВО»	
Досвід організації управління парком рухомого складу на прикладі японської компанії hitachi	45
Проект тепловоза з гібридною силовою установкою	46
Удосконалення українського парку тепловозів	47
Використання альтернативних джерел енергії для тяги поїздів	49
Напрямки модернізації систем електричної ізоляції класу нагрівостійкості н тягових електродвигунів	51
Заміна турбокомпресора ТК-34 на PDH-50	52
Удосконалення режимів ведення пасажирських поїздів тепловозами	53
Аналіз факторів , що впливають на процес тертя колеса з рейкою	54
Аналіз алгоритмів управління теп локомотивів в режимі реалізації граничних зусиль	55
Поліпшення техніко-економічних та екологічних показників тепловозних силових енергетичних установок	56
Підвищення надійності колісно-моторних блоків тепловозів	57
Метод для виявлення об'єкта в дверях транспортного засобу	58
Поліпшення техніко-економічних та екологічних параметрів тепловозних дизелів	59
Визначення масової витрати повітря	60
Формування ремонтного циклу тепловозів з подовженим терміном експлуатації	62
Організація матеріально-технічного забезпечення пасажирської компанії	63
Удосконалення методик раціональної витрати дизельного палива та енергоресурсів на тепловозі ЧМЭЗ в маневровій роботі	65
ПІДСЕКЦІЯ «ТЕОРЕТИЧНА ТА БУДІВЕЛЬНА МЕХАНІКА»	
Дослідження міцності на розрив електролітичних металевих плівок	66
Загальні рекомендації по використанню програмних комплексів, які реалізують метод скінчених елементів	67
Вибір виду скінчено-елементної моделі конструкції для дослідження її напружено-деформованого стану	68
Один зі способів визначення головних напружень при плоскому напруженому стані за допомогою розетки деформацій	69
Випробування на міцність корпусу редуктора зварного для колісних пар електропоїздів серій ер2р, ер2т, ер9	70
Наукові відкриття галілео галілея	71
Знаходження величини максимального кута дроблення руди між щоками в конусних щокочних дробарках	73
Дослідження вібрації рухомого складу залізниць та їх елементів на стан людини	74
Вивчення впливу шуму від залізниць	75

Історія прокладення залізної дороги у дніпровській області.....	76
Моделювання наповнення гальмівних циліндрів вантажних вагонів.....	77
Методи розрахунків стиснутих стержнів на стійкість.....	78

**ПІДСЕКЦІЯ «ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ, БУДІВЕЛЬНІ ТА КОЛІЙНІ
МАШИНИ»**

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ КОΠΑННЯ ГРУНТУ БУЛЬДОЗЕРНИМ
ОБЛАДНАННЯМ З НЕПОВОРОТНИМ ВІДВАЛОМ ТА
КОМБІНОВАНОЮ ОБ'ЄМНОЮ НОЖОВОЮ СИСТЕМОЮ**

Автор: Горбенко Ю. О., пошукач
Наукові керівники: д. т. н., професор Ракша С.В.,
к. т. н., доцент Главацький К. Ц.
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Відомі дослідження і конструктивні рішення плоских ножових систем (НС): традиційного типу із розміщенням ріжучих країв ножів на одній лінії; з виступним середнім ножом (ВСН); з виступними ножами і бічними косинками (ВН і БК), а також просторових НС з розміщенням ножових пластин по прямокутному профілю, а також НС з ножовими пластинами трапецієподібної форми. Їх проведення на рівні наукових робіт свідчить про актуальність розробки нових видів НС для бульдозерів.

Актуальність досліджень і розробки запропонованого бульдозерного обладнання полягає у тому, щоб підвищити ефективність та продуктивність використання неповоротного бульдозерного відвала за рахунок використання у ньому НС нового типу, а саме, комбінованої об'ємної ножової системи (КОНС).

Оскільки запропоновані варіанти використання НС на бульдозерах у науково-технічній літературі відсутні, то запропоновані технічні рішення запатентовані. Таким чином запропонована тема досліджень є актуальною. Крім того, актуальність підтверджується широким використанням бульдозерів у будівництві при створенні різноманітних ґрунтових споруд (доріг, насипів, дамб, тощо).

При створенні відвала бульдозера з КОНС очікується підвищення продуктивності виконання робіт та зниження питомої енергоємності та коефіцієнта питомого опору копання ґрунту за рахунок застосування косоного різання, що призведе до зменшення втрат ґрунту у бічні валики, скорочення шляху копання до набору повної призми ґрунту та перерозподілу сил копання ґрунту.

Тому актуальною задачею є дослідження питань, спрямованих на підвищення технологічних характеристик неповоротних бульдозерних робочих органів за рахунок вибору раціональних параметрів КОНС.

Мета роботи – дослідження фізичної моделі неповоротного відвала бульдозера зі змінною КОНС, визначення найбільш ефективної її конструкції, порівняння результатів досліджень з аналогічними результатами для відвала бульдозера з традиційною НС та з результатами попередньо виконаних теоретичних досліджень.

Теоретичні і експериментальні дослідження процесу взаємодії робочих органів (РО) бульдозерів з ґрунтом призведуть до спільного результату – зниження енергоємності процесу копання ґрунту та зменшення коефіцієнта питомого опору копання.

Технічна задача, що вирішується КОНС, спрямована на зниження енергоємності копання ґрунту бульдозерним відвалом, поліпшення нагромадження та переміщення ґрунту по відвалу і зменшення втрат ґрунту в бічні валики – вирішується шляхом використання виключно косоного копання ґрунту, створення умов спрямування відділеної від масиву ґрунтової стружки всередину призми ґрунту перед відвалом, заміни блокованого копання ґрунту напіввільним чи вільним і утворення плоскої чи неплоскої поверхні ґрунту бульдозерним відвалом.

Бульдозери застосовують для зведення насипів із ґрунтів бічних резервів, розробки виїмок, грубого планування поверхонь земляних споруджень, для засипання ровів, траншей, обвалування споруджень, а також для підготовчих робіт – валки окремих дерев, зрізки чагарнику, корчування окремих пнів і каменів. Бульдозери використовують також для розподілу ґрунтових відвалів при роботі екскаваторів і землевозів, утворення штабелів сипучих матеріалів (піску, щебню) і їхньої подачі до переробних агрегатів, для снігоочищення, формування терас на косогорах, виробництва розкривних робіт у кар'єрах.

Ножові системи. Ефективність бульдозерного обладнання підвищується при використанні накопичувальних відкрيلків (некеровані та керовані), створенні відповідної форми відвалів у плані (сферична і напівсферична), застосуванні адаптованого відвала, що забезпечує зміну кутів різання, перекидання, кривизни, конфігурації ріжучого ножа та ін.

Ножові системи при цьому забезпечують зниження енергоємності копання ґрунту і виконання супутніх робіт.

Запропонована КОНС бульдозера. Відвал бульдозера з КОНС включає традиційний неповоротний відвал, ріжучі ножі з ріжучими краями та бічні косинки. Ріжучі ножі виконані з окремих пластин і з'єднані між собою попарно і з відвалом. Ріжучі краї, відрізки яких позначені точками A , B , C ножів, можуть знаходитися в одній чи в різних площинах, розташовані симетрично відносно подовжньої вертикальної площини симетрії відвала під заданим кутом між собою у фронтальній і вертикальній проекції, можуть бути прямолінійними чи криволінійними, кількість пар може бути задана, а кут нахилу пластин ножів до горизонталі задається розміщенням ножової системи в межах глибини копання традиційного ножа, або дорівнює його раціональному значенню для бульдозерів. Відвал з КОНС має перевагу тому, що при його роботі створюється безступінчасте розподілення зусиль в межах фрагменту НС. КОНС включає в себе фрагмент, що складається з пари зустрічно направлених ножів.

Конструктивно КОНС можна розмістити з боку лобової площини відвала бульдозера, що характеризується висотою відвала H_B , не враховуючи висоту козирка НК.

При цьому розміщення КОНС з боку лобової площини відвала бульдозера характеризується розмірами H_1 , H_2 , H_3 .

Розміри H_1 і H_2 характеризують пропорційний розподіл загальної товщини стружки Нкоп, вирізаної виступаючими точками A і B вперед на величину L і вище на величину H_2 точки C ріжучого краю КОНС. Розмір H_3 характеризує розміщення точок A і B попереду і нижче точки C .

Сутність процесу різання і копання ґрунту відвалами з КОНС. При необхідності копання ґрунту з утворенням плоскої поверхні після проходу відвала бульдозера можна застосовувати потрібну його комплектацію КОНС. Тобто, точки A , B , C , що характеризують ріжучий край, розміщені в одній горизонтальній площині.

При необхідності створити профільну поверхню ґрунту після проходу відвала бульдозера з КОНС, в якій точки A , B і C розміщені в одній горизонтальній площині, нахилом відвала вперед чи назад можна створити їх вертикальне зміщення, відповідно H_3 і H_2 . Аналогічно вказаному, при необхідності створити плоску поверхню ґрунту після проходу відвала бульдозера з КОНС, в якій точки A , B і C мають вертикальне зміщення H_2 і H_3 , нахилом відвала відповідно вперед чи назад можна їх розмістити в одній площині. Також регулюванням кута нахилу відвала вперед чи назад, тобто зміною кута копання можна регулювати висоту профілю ґрунту після проходу відвала бульдозера.

При цьому, подовжня відстань L між точками A , B і точкою C вибирається за умови заміни блокованого копання напіввільним чи вільним.

При необхідності копання ґрунту з утворенням профільної поверхні після проходу відвалу бульдозера можна застосовувати його комплектацію ОНС. Залежно від типу ліній

ріжучого краю КОНС відвала бульдозера розділені на ті, в яких він являє собою ламану лінію, що складається з прямолінійних ділянок, та з криволінійним ріжучим краєм у вигляді дуг кола певного радіуса.

У даному випадку тип лінії ріжучого краю впливатиме на енергоємність процесу копання ґрунту. Очікується відносно менша енергоємність копання ґрунту КОНС з криволінійним ріжучим краєм.

Планування експериментальних досліджень на фізичних моделях відвала бульдозера з КОНС. З метою виявлення взаємного впливу параметрів робочого обладнання (РОБ) експериментальні дослідження проводилися на підставі теорії планування експериментів, а результати оброблялися методами теорії ймовірності та математичної статистики.

Основні параметри РОБ бульдозера з КОНС, що оптимізуються і змінювані в ході експериментів: 1) подовжня відстань між точками $A-B-C$, зміна якого характеризує на яку відстань L будуть віддалені точки A і B від точки C в горизонтальній площині; 2) вертикальна відстань між точками $A-B-C$, зміна якого характеризує на яку величину H_2 чи H_3 , будуть зміщені точки A і B відносно точки C у вертикальному напрямку; 3) товщина стружки h ; 4) кількість пар ножів, зміна якого забезпечувало варіювання кількості пар ножів від однієї до шести.

Результати експериментальних досліджень процесу копання ґрунту неповоротним відвалом зі змінною КОНС.

Згідно планування експериментальних досліджень проведена перша та друга серії дослідів для 9-ти та 15-ти варіантів КОНС відповідно з трикратним повторенням кожного дослідів.

Перша серія досліджень виконана на фізичних моделях КОНС з горизонтальним різальним периметром, тобто всі точки $A-B-C$ лежать в одній горизонтальній площині.

Друга серія досліджень виконана на моделях з вертикальним зміщенням характерних точок $A-C$ різального периметра відносно точок B , тобто точки $A-C$ лежать вище точок B .

Дослідження проведені з використанням сучасної вимірювальної системи з програмним забезпеченням та виводом результатів на монітор комп'ютера та записом у відповідні файли, а також з використанням аналогово-цифрових перетворювачів для наглядності контролю сил опору копання ґрунту.

Перед кожним дослідом: 1) задавалася глибина копання ґрунту від 5 до 30 мм з кроком 5 мм; 2) створювалася потрібна щільність і вологість ґрунту.

Під час кожного дослідів: 1) виконувалося відео фіксування процесу копання ґрунту; 2) записувалася сила та час копання ґрунту до набору повної призми перед відвалом.

Після кожного дослідів вимірювалися: 1) шлях копання ґрунту до набору повної призми перед відвалом; 2) об'єм призми волочіння ґрунту; 3) втрати ґрунту у бічні валики. На основі отриманих результатів для кожного дослідів розраховано: 1) швидкість копання; 2) потужність копання; 3) енергоємність копання; 4) коефіцієнт питомого опору копанню.

Висновки для 1-ї серії дослідів. 1. Досліджена фізична модель неповоротного відвала бульдозера з КОНС має суттєві переваги порівняно з неповоротним відвалом бульдозера з традиційною НС за всіма основними дослідними параметрами, а саме: середнє значення продуктивності збільшилося на 5%, середня сила копання зменшилася на 30%, середня питома енергоємність зменшилася на 41% а середній питомий коефіцієнт опору копанню зменшився на 40%.

2. Найбільший відсоток позитивної зміни вказаних показників відповідає фізичній моделі неповоротного відвала бульдозера з КОНС з подовжнім зміщенням країв ножів $X_1=50$ мм та однією парою ножів, ($X_2=1$).

3. Найменший відсоток позитивної зміни вказаних параметрів відповідає фізичній моделі неповоротного відвала бульдозера з КОНС з подовжнім зміщенням країв ножів

$X_1=55$ мм та двома парами ножів ($X_2=2$), причому у цьому випадку середня сила копання фізичної моделі неповоротного відвала бульдозера з КОНС більша на 3,4% за відповідну силу для неповоротного відвала бульдозера з традиційною НС, а продуктивність – менша на 35% за продуктивність неповоротного відвала бульдозера з традиційною НС.

4. Серед варіантів фізичних моделей неповоротного відвала бульдозера з КОНС другою за ефективністю є модель з $X_1=50$ мм та $X_2=5$ пар ножів, третьою – модель з $X_1=50$ мм та $X_2=4$ пари ножів, четвертою – модель з $X_1=50$ мм та $X_2=3$ пари ножів.

5. Дослідженнями встановлено, що при копанні ґрунту неповоротним бульдозерним відвалом з КОНС у порівнянні з бульдозерним відвалом з традиційною НС для 1-ї групи моделей в цілому з горизонтальним розміщенням ріжучого периметра середня сила опору копанню зменшується на 18%, а середня потужність копання зменшується на 25,3% при однаковій продуктивності виконання робіт, середня продуктивність збільшується на 3,8%, середня питома енергоємність зменшується на 32%, а середній коефіцієнт питомого опору копанню зменшується на 30%.

Висновки для 2-ї серії дослідів. 1. Досліджена фізична модель неповоротного відвала бульдозера з КОНС має суттєві переваги порівняно з неповоротним відвалом бульдозера з традиційною НС за всіма основними дослідними параметрами, а саме: середнє значення продуктивності збільшилося на 90,1%, середня сила копання збільшилася на 53%, середня питома енергоємність зменшилася на 18% а середній питома коефіцієнт опору копанню збільшився на 5%.

2. Найбільший відсоток позитивної зміни вказаних показників відповідає фізичній моделі неповоротного відвала бульдозера з КОНС з подовжнім зміщенням країв ножів $X_1=40$ мм та двома парами ножів, ($X_2=2$).

3. Найменший відсоток позитивної зміни вказаних параметрів відповідає фізичній моделі неповоротного відвала бульдозера з КОНС з подовжнім зміщенням країв ножів $X_1=0$ мм та однією парою ножів ($X_2=1$).

4. Серед варіантів фізичних моделей неповоротного відвала бульдозера з КОНС другою за ефективністю є модель з $X_1=60$ мм та $X_2=4$ пари ножів, третьою – модель з $X_1=50$ мм та $X_2=3$ пари ножів, четвертою – модель з $X_1=60$ мм та $X_2=2$ пари ножів.

5. Дослідженнями встановлено, що при копанні ґрунту неповоротним бульдозерним відвалом з КОНС у порівнянні з бульдозерним відвалом з традиційною НС для 1-ї та 2-ї групи моделей в цілому з горизонтальним розміщенням ріжучого периметра середня сила опору копанню збільшилася на 17,5%, а середня потужність копання збільшується на 15%, середня продуктивність збільшується на 47%, середня питома енергоємність зменшується на 25%, а середній коефіцієнт питомого опору копанню зменшується на 13%.

При порівнянні результатів 1-ї та 2-ї серії досліджень між собою видно, що для 2-ї серії усі середні значення показників збільшилися: сили різання – на 84%, продуктивності – на 83%, потужності – на 100%, енергоємності – на 20%, коефіцієнта питомого опору копанню – на 50% ймовірно за рахунок виникнення зусиль вертикального тиску на ґрунт.

Напрямки подальших досліджень. На основі отриманих результатів досліджень планується побудувати регресійні моделі для визначення діапазонів раціональних та оптимальних параметрів процесу копання ґрунту неповоротним відвалом бульдозера з КОНС, а також порівняти результати теоретичних та експериментальних досліджень.

Запланована третя серія досліджень, яка буде виконана на моделях з вертикальним зміщенням характерних точок *A-C* різального периметра відносно точок *B*, тобто точки *A-C* лежать нижче точок *B*.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ УТВОРЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПОРОЖНИН У ҐРУНТІ ПІД КОРОТКІ ФУНДАМЕНТИ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ БУРО-УЩІЛЬНЮЮЧОГО РОБОЧОГО ОРГАНА

Автор: Гуденко А. М., пошукач

Науковий керівник: к. т. н., доцент Главацький К. Ц.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Певні технологічні процеси проведення земляних робіт передбачають утворення в них технологічних порожнин для прокладання комунікацій, влаштування фундаментів на буронабивних палях та забивних блоках, фундаментів-оболонок, встановлення опор ліній електропередач, і т. ін. Утворення технологічних порожнин у масиві ґрунту (ТПГ) можливе бурінням, ущільненням (трамбуванням, проколом) чи комбінованим способом. Кожен із даних способів має свої переваги і недоліки.

З точки зору утворення заданого ущільненого об'єму ґрунту навколо ТПГ доцільно максимально використати для цього частково чи повністю ґрунт з технологічної порожнини, тобто перемістити його в бічні сторони відносно її подовжньої осі. При цьому ступінь і об'єм ущільненої зони залежатиме від розмірів і об'єму ТПГ.

Найбільш поширеними видами дії робочого органа на ґрунт є статика, вібрація, віброудар і удар. Але динамічні дії не завжди можна використати в умовах ведення робіт в зоні об'єктів з відповідними обмеженнями. Статика ж передбачає значне збільшення маси машини (в тому числі, за рахунок її привантаження), влаштування допоміжних технологічних опор для домкратів (при проколі чи протисканні ґрунту), використання потужних енергоустановок.

Для виключення залежності зусиль, діючих від робочих органів на ґрунт при його статичному ущільненні, від вищезазначених характеристик йдуть шляхом створення замкнених силових контурів між робочим обладнанням, робочим органом і ґрунтом, а робоче обладнання і робочі органи виконують секційними з шарнірно з'єднаними елементами, керованими важливими механізмами з механічним, пневмо-, гідро- чи комбінованим приводом. Актуальною задачею при цьому є розробка ефективних, багатофункціональних, простих, компактних і технологічних схем робочого обладнання та робочих органів, а на їх основі – відповідних конструктивних рішень модульного типу на базі існуючих шасі будівельних чи дорожніх машин.

Для цього необхідною умовою є теоретичне дослідження процесу ущільнення ґрунту без його виїмки у бічні сторони ТПГ з мінімальними енерговитратами при умові досягнення максимально можливої щільності ґрунту. При цьому слід врахувати, що розмір ТПГ у загальному випадку може складатися з двох об'ємів, а саме: з об'єму видаленого і ущільненого ґрунту.

Автором запропоновані принципові схеми ґрунтоущільнюючого робочого органа, робоча поверхня якого виконана ступеневою з циліндричних і конічних поверхонь.

Складені співвідношення між розмірами окремих елементів робочого органа за умови постійності об'єму ґрунту, який ущільнюється в бічні сторони ТПГ. На основі відповідних баз даних розмірів елементів робочих органів складені рівняння для співвідношень між параметрами робочих органів.

Запланована серія перспективно-пошукових досліджень на лабораторному стендовому обладнанні кафедри із спрощеними монолітними моделями робочих органів з метою уточнення діапазону раціональних параметрів форми і розмірів їх зовнішньої поверхні та їх узгодження з фізико-механічними характеристиками моделі ґрунту.

Дані дослідження необхідні для розробки обладнання і відповідних робочих органів з гідро- чи електромеханічним гвинто-важільним приводом, призначеного для утворення ТПГ, глибиною до 3 м та середнім діаметром до 1,5 м.

Робота є актуальною з точки зору розробки нових пристроїв для утворення ТПГ на місці будівництва під короткі буронабивні фундаменти.

Певні технологічні процеси проведення земляних робіт передбачають утворення в них технологічних порожнин для прокладання комунікацій, влаштування фундаментів на буронабивних палях та забивних блоках, фундаментів-оболонок, встановлення опор ліній електропередач, і т. ін.

Утворення ТПГ можливе бурінням, ущільненням (трамбуванням, проколом) чи комбінованим способом. Кожен із даних способів має свої переваги і недоліки.

З точки зору утворення заданого ущільненого об'єму ґрунту навколо ТПГ доцільно максимально використати для цього частково чи повністю ґрунт з технологічної порожнини, тобто перемістити його в бічні сторони відносно її подовжньої осі. При цьому ступінь і об'єм ущільненої зони залежатиме від розмірів і об'єму ТПГ.

Найбільш поширеними видами дії робочого органа на ґрунт є статика, вібрація, віброудар і удар. Але динамічні дії не завжди можна використати в умовах ведення робіт в зоні об'єктів з відповідними обмеженнями. Статика ж передбачає значне збільшення маси машини (в тому числі, за рахунок її привантаження), влаштування допоміжних технологічних опор для домкратів (при проколі чи протисканні ґрунту), використання потужних енергоустановок.

Для виключення залежності зусиль, діючих від робочих органів на ґрунт при його статичному ущільненні, від вищезазначених характеристик йдуть шляхом створення замкнених силових контурів між робочим обладнанням, робочим органом і ґрунтом, а робоче обладнання і робочі органи виконують секційними з шарнірно з'єднаними елементами, керованими важільними механізмами з механічним, пневмо-, гідро- чи комбінованим приводом.

Актуальність роботи. Актуальною задачею при цьому є розробка ефективних, багатофункціональних, простих, компактних і технологічних схем робочого обладнання та робочих органів для утворення ТПГ, а на їх основі – відповідних конструктивних рішень модульного типу на базі існуючих шасі колійних, будівельних чи дорожніх машин.

Мета і задачі досліджень. Метою досліджень є визначення раціональних і оптимальних параметрів робочих органів для утворення ТПГ заданої несучої здатності залежно від її технологічного призначення при відповідній енергоемності процесу.

Поставлена мета досягається вирішенням наступних задач:

- обґрунтування доцільності виконання ТПГ для влаштування фундаментів, опор і прокладання комунікацій безтраншейним способом;
- формування моделей робочих органів;
- виготовлення фізичних моделей робочих органів для утворення ТПГ;
- проведення серій експериментальних досліджень на моделях робочих органів для виконання ТПГ;
- опрацювання результатів експериментальних досліджень;
- формування висновків для подальшого використання результатів проведених лабораторних досліджень.

Об'єкт дослідження – процес утворення ТПГ.

Предмет дослідження – раціональні параметри робочих органів для утворення ТПГ.

Методами досліджень є дослідно-аналітичний підхід до встановлення раціональних діапазонів значень параметрів робочих органів для утворення ТПГ, фізичне моделювання, математичне моделювання, статистичний аналіз.

Необхідною умовою виконання лабораторних досліджень є теоретичне дослідження процесу ущільнення ґрунту без його виїмки у бічні сторони ТПГ з мінімальними енерговитратами при умові досягнення максимально можливої чи мінімально достатньої щільності ґрунту. При цьому слід врахувати, що розмір ТПГ у ґрунті в загальному випадку може складатися з двох об'ємів, а саме: з об'єму видаленого і ущільненого ґрунту.

На першому етапі досліджень автором запропоновані принципові схеми ґрунтоущільнюючого робочого органа, робоча поверхня якого виконана ступеневою з циліндричних і конічних поверхонь.

Складені співвідношення між розмірами окремих елементів робочого органа за умови постійності об'єму ґрунту, який ущільнюється в бічні сторони ТПГ, на основі яких виготовлені комплекти фізичних моделей збірних робочих органів.

На основі відповідних баз даних розмірів елементів робочих органів складені рівняння для співвідношень між їх параметрами.

Складені плани серій перспективно-пошукових досліджень на лабораторному стендовому обладнанні із спрощеними фізичними моделями робочих органів для утворення ТПГ з метою уточнення діапазону раціональних параметрів форми і розмірів їх зовнішньої поверхні та їх узгодження з характеристиками моделі ґрунту.

За результатами досліджень визначені залежності між енергоємністю утворення і несучою здатністю ТПГ та елементами робочих органів.

На другому етапі досліджень запропоновані ряд схем робочих органів-трансформерів, здатних збільшуватися в об'ємі щодо поперечного перерізу ТПГ з метою формування вимог до конструювання і напрацювання підходів до створення такого робочого органа, щоб при деформації ґрунту він не потрапляв у середину конструкції робочого органа і не заважав їй роботі.

Практичне значення очікуваних результатів. Виконані дослідження і розробка принципових схем і робочих органів машин для утворення ТПГ з вібростемами модульного типу будуть використані при конструюванні натурних зразків відповідних робочих органів, які у перспективі можуть бути використані при утворенні ТПГ у будівництві споруд та при прокладанні комунікацій.

З точки зору залучення студентів і пошукачів до наукових досліджень виконана робота може бути зразком алгоритму виконання наукової роботи, створює базу для уточнення напрямків досліджень і дає можливість уявити комплекс взаємопов'язаних питань щодо цілісності наукової роботи дисертаційного типу.

Особистий внесок здобувача. Всі теоретичні та експериментальні дослідження, заплановані у роботі, а також обґрунтування параметрів для виготовлення комплектів моделей робочих органів виконуються автором самостійно, а заявка на патент України на винахід і наукова стаття виконані у співавторстві.

Автором запропонований ряд удосконалень до базової конструкції лабораторного стенда для прискорення проведення досліджень при незмінно високій достовірності отриманих результатів та стабільності умов досліджень.

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи повідомлені та обговорені на міжнародних та всеукраїнських наукових конференціях.

Публікації. За результатами роботи підготовлена до публікації стаття та оформлена заявка на патент України на винахід.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ КОПАННЯ ҐРУНТУ БУЛЬДОЗЕРНИМ ВІДВАЛОМ З КОМБІНОВАНОЮ НОЖОВОЮ СИСТЕМОЮ

Автор: Реутов Р. О., студент групи ПМ2021

Науковий керівник: к. т. н., доцент Главацький К. Ц.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Робота є актуальною з точки зору розробки нових об'ємних комбінованих ножових систем (КНС) для зниження енергоємності копання ґрунту за рахунок поліпшення накопичення і переміщення ґрунту по відвалу і зменшення втрат ґрунту в бокові валики.

Мета роботи – розробка високоефективної КНС шляхом проведення досліджень процесу взаємодії робочих органів (РО) бульдозерів з ґрунтом, які повинні призвести до спільного результату – зниження енергоємності і підвищення продуктивності процесу копання ґрунту відвалом з КНС за рахунок зменшення коефіцієнта питомого опору копанню і втрат ґрунту у бічні валики.

Бульдозер є однією з основних машин, що використовуються у промисловому, цивільному, військовому та дорожньому будівництві, оскільки його конструкція проста, універсальна та має низьку собівартість виконання роботи. Удосконалення конструкції РО бульдозера є одним із основних напрямів підвищення його продуктивності.

Підвищення продуктивності та ефективності роботи бульдозера можливо за рахунок надання ножовій системі РО таких геометричних параметрів, при яких зусилля копання ґрунту буде мінімальним, а траєкторія переміщення вирізаної стружки ґрунту і її компоновка сприятиме ефективному збільшенню призми волочіння. Таким чином потрібно витрачати мінімальне зусилля на переміщення ґрунту по ґрунту і по відвалу та зменшити втрати ґрунту у бічні валики.

Різання ґрунтів являється ведучим процесом при механічному способі їх розробки. Сутність процесу різання полягає у відокремленні ґрунту від масиву за допомогою РО, який звичайно нагадує форму клина. Основними параметрами клина є ширина його леза, кут різання, задній кут, кут загострення, форма, профіль та довжина передньої грані. Основною характеристикою процесу різання є режим різання, який визначається товщиною шару ґрунту, що відокремлюється, та швидкістю руху РО у масиві ґрунту. При відомому режимі процесу різання ґрунту клином, який має задані параметри, найбільш важливим питанням є прогнозування величини питомого опору ґрунту різанню. Але оскільки при роботі РО бульдозера досягти чистого різання практично неможливо, то слід використовувати термін копання ґрунту і визначити коефіцієнт питомого опору копанню для запропонованої КНС, встановленої на неповоротному відвалі.

Для перевірки результатів теоретичних розрахунків в лабораторних умовах розроблені і виготовлені масштабні моделі бульдозерного неповоротного відвала і комплекту КНС для нього, розроблена лабораторна установка для проведення досліджень, а також складений трифакторний план експериментальних досліджень. Під час проведення експериментальних досліджень особливу увагу слід звернути на процес формування призми волочіння перед відвалом, величину шляху наповнення призми, виміряти силу сумарного опору копанню, з якої виділити дотичну силу опору копанню з метою уточнення коефіцієнта питомого опору копанню ґрунту.

Висновок. Для підвищення ефективності і зниження енергоємності процесу копання ґрунту неповоротним відвалом бульдозера запропонована принципово нова конструкція КНС, яка ґрунтується на реалізації косоного різання і копання ґрунту парами ножів, розміщених в межах традиційної ножової системи неповоротного відвала бульдозера, леза яких

розміщені під кутом у плані, а площини їх розміщення знаходяться під заданим кутом до горизонталі.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТУ КОТКОМ З КОМБІНОВАНОЮ РОБОЧОЮ ПОВЕРХНЕЮ

Автор: Золоторог Р. О., студент групи ПМ2021
Науковий керівник: к. т. н., доцент Главацький К. Ц.
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Мета роботи – розробка найбільш ефективного комбінованого профілю робочої поверхні котка ґрунтоущільнюючої машини.

Об'єкт дослідження – процес ущільнення ґрунту котковим обладнанням з комбінованим профілем.

Предмет дослідження – встановлення раціональних параметрів котка з комбінованим профілем ґрунтоущільнювального обладнання.

Ущільнення ґрунту – ключовий процес при будівництві наземних споруд. Від якості проведених робіт залежить несуча здатність ґрунту, яка забезпечує стійкість споруди та її несучі характеристики. Більші ступені ущільнення ґрунту дають змогу будувати споруди з більшим питомим навантаженням на нього та забезпечують максимальну довговічність та стійкість споруди. З іншого боку вдосконалення у сфері будівництва, з огляду на зростаючу вартість людської праці та застосування швидких для монтажу матеріалів, спрямовані на прискорення всіх етапів будівництва, що вимагає високої мобільності від усіх задіяних у технологічному процесі машин.

Відомі технічні рішення поділяють:

- за типом переміщення: причіпні та самохідні;
- за кількістю осей: одно- дво- і тривісні;
- за кількістю вальців: одно- дво- і тривальцеві;
- за видом впливу на матеріал: статичні та вібраційні;
- за видом вальців: з гладенькою, кулачковою, сітчастою робочою поверхнею, пневмоколісними та комбінованими.

Актуальність роботи зумовлена зростаючою потребою у високоефективних машинах для ущільнення ґрунту. Ці машини мають задовольняти вимогам високої мобільності та швидкості роботи.

Комбіновані робочі поверхні котків можуть забезпечити високий ступінь ущільнення ґрунту без значного збільшення маси, що зробить машину більш мобільною, а також, високий ступінь ущільнення, що досягається завдяки утриманню ґрунту в зоні ущільнення, дозволить робити менше проходів, що зробить роботу машини швидшою.

Для виконання роботи обрано метод експериментальних досліджень. Такий підхід дозволяє отримати дані по великій кількості технічних рішень без складних математичних моделей, за рахунок проведення експериментів на масштабних лабораторних моделях із застосуванням випробувального стенду. Це дозволяє виконати дослідження за менш тривалий час та з меншими матеріальними затратами, беручи для обґрунтування більш прості математичні моделі.

Стенд для виконання роботи являє собою багатофункціональну установку для дослідження взаємодії робочих органів ґрунтоущільнювальних машин (ГУМ) з ґрунтом, та розташований у лабораторії кафедри "Прикладна механіка та матеріалознавство" ДНУЗТ. Робота зі стендовим обладнанням допоможе підтвердити та випробувати розроблені матема-

тичні моделі, а також продемонструвати їх ефективність в порівнянні з традиційним обладнанням та іншими дослідженнями, як результат виконаної роботи.

Під час розробки стендового обладнання врахований широкий ряд технологічних вимог, серед яких, передусім, адекватність моделі реальним машинам, масштаб, багатофункціональність, наочність, безпека, простота, надійність. В основі конструкції стенду знаходиться металева решітчаста рама, виконана зі стандартних прокатних профілів. В середині рами розташований контейнер, що містить піщано-глиняну суміш, що виконує роль ґрунту, який ущільнюють. Контейнер оснащений електромеханічним приводом, що забезпечує можливість подовжнього горизонтального зворотно-поступального руху. До складу приводу входять: електродвигун, співвісний редуктор та передача гвинт-гайка. У верхній частині рами встановлено допоміжну раму, на якій закріплена навіска робочого органу ГУМ і механізм балансування ваги його складових частин. Для реалізації динамічного режиму робочого органу ГУМ навіска включає рухому відносно своєї вертикальної осі штангу, до верхнього торця якої прикріплена платформа, на якій розміщений механізм створення вібрації, а до нижньої частини – платформа для приєднання змінного робочого органу.

Для фіксації величин параметрів, які досліджуються в процесі ущільнення ґрунту стенд обладнаний вимірювальною системою, що складається з: вимірювальної станції з підключеним до неї комплектом датчиків, призначених для вимірювання зусиль, напружень, амплітуди та частоти коливань, швидкості переміщення робочого органу.

На стенді досліджуються спеціально виготовлені комплекти дискових фізичних моделей різного діаметра, ширини та профілю твірної поверхні, з яких можна на спільній осі скласти задану конфігурацію коткового робочого органу. В моделі передбачена можливість обертання окремих дискових елементів з різною кутовою швидкістю і неможливість потрапляння ґрунтової суміші між дисків.

Головна конструктивна ідея зразків, що будуть вивчатись – додавання до робочого органу з комбінованою циліндричною поверхнею бокових обмежувачів, які будуть утримувати ще більше ґрунту в зоні ущільнення в порівнянні з подібними робочими органами без обмежувачів, з якими і будуть порівнюватись зразки. Також будуть випробувані різні комбінації дискових елементів різної ширини та профілю бічної поверхні, різна кількість виступних частин профілю. Порівняння обраних зразків можливе та обґрунтоване тим, що сумарна площа виступних елементів, при розгляді поперечного перетину обладнання, що взаємодіють з матеріалом, однакова для всіх зразків, а отже однакова і сумарна вага робочого обладнання, змінюється лише форма поверхні, що, в свою чергу, призводить до різного розподілення навантаження на ґрунт.

Для оцінки отриманих результатів, а саме – несучої здатності ґрунту, виготовлені профілі, що відповідають поверхні ґрунту після проходу РО, для оцінки ступеня ущільнення. В процесі виміру отриманого ступеня ущільнення задіяний важільний механізм з датчиком для вимірювання зусилля та кріпленням для потрібного профілю.

Для найбільш точного дослідження обрана оптимальна ґрунтова суміш, що складається з глини, піску та води в певних пропорціях. Під час проведення експерименту контролюється вологість ґрунтової суміші, оскільки цей параметр змінний та суттєво впливає на характеристики процесу.

Для контролю за максимальним переміщенням рухомих частин устаткування встановлена система кінцевих вимикачів, під'єднаних до загальної системи керування стендом.

Безпечна експлуатація стенду забезпечена розробленим комплексом конструктивних заходів: кінцеві вимикачі, обмежувальні планки та бар'єри в робочих зонах, захист електрообладнання від перевантаження.

Отримані в роботі результати дозволять порівняти ефективність традиційних робочих органів котків та робочих органів з комбінованою поверхнею. На основі проведених досліджень можна буде зробити висновки про доцільність подальшої розробки та встановлення котків з комбінованою робочою поверхнею на реальні машини.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ЕНЕРГОВИТРАТ НА КОЧЕННЯ КОЛІС ВАНТАЖІВОК ВІД КОНСТРУКЦІЇ ШИН

Автор: Марченко М. А., студент групи АГ2021

Науковий керівник: к. т. н., доцент Главацький К. Ц.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Об'єкт дослідження – процес взаємодії автомобільних шин з дорожнім покриттям.

Предмет дослідження – раціональні параметри автошин та режимів їх експлуатації.

Мета дослідження – вивчення раціональних параметрів автомобільних шин та режимів їх експлуатації за умови мінімальних енерговитрат.

Методи досліджень: обробка статистичних, порівняльний аналіз, пошук раціональних та оптимальних параметрів.

Наукова гіпотеза – точне теоретичне визначення параметрів, що впливають на опір коченню шини, а саме: коефіцієнта опору коченню та коефіцієнта тертя кочення, як основного параметра підшипника кочення, який, в першу чергу, залежить від величини плями контакту у напрямку руху, яка, в свою чергу, залежить від навантаження, модулів пружності і коефіцієнтів Пуассона тіл, що контактують.

Дослідження залежності енерговитрат на кочення коліс вантажівок від конструкції шин вважаю актуальним, оскільки на сьогоднішній день обраному питанню приділяється недостатньо уваги у теоретичних та практичних матеріалах, а отримання знань з даного питання може стати у нагоді у практичній діяльності для будь-кого, хто вирішить реалізувати себе у автомобільній сфері. Розглянемо ряд факторів, які потрібно взяти до уваги при виконанні запланованих досліджень.

У сучасному машинобудуванні є перспективи використання безповітряних 3D-шин, які, на відміну від звичайної шини, виготовлені методом 3D-друку з перероблених органічних матеріалів, включаючи деревну тирсу, соломку, субпродукти, цукор і апельсинові кірки, зі створенням видимості просторової решітки замість повітряної камери. Така конструкція 3D-шини знижує ризик її розриву або проколів. Дизайн протектора оптимізований і його глибина зменшується, щоб зменшити його товщину і зробити шини більш ефективними з точки зору матеріалів. Малюнок протектора адаптується в залежності від зовнішнього середовища, а також він може бути змінений за бажанням, не витрачаючи ресурси, час або гроші. Також досягається захист навколишнього середовища для майбутніх поколінь. У той час, як традиційні гумові шини поступово втрачають свою рельєфність в результаті тертя, цей прототип використовує 3D-принтери для відновлення протектора шини по мірі її спрацювання, а це дозволяє економити на витратах на заміну всієї шини. Дана механічна конструкція досить міцна, щоб витримувати автомобіль, а також досить гнучка, щоб поглинати вплив зовнішнього середовища і тиск. Безповітряні шини зменшують витрату пального, тому що вони ніколи не здуваються і не втрачають форму з плином часу, а також підвищують безпеку. Ряд датчиків, вбудованих в шини, відстежують спрацювання протектора і забезпечують інформацією в реальному часі про продуктивність і обслуговування.

Низькопрофільні шини, які сьогодні широко представлені на ринку, спеціально розроблені для швидкісного руху. Такі шини мають додаткову ширину, за рахунок чого збільшується площа контакту колеса з дорогою. Для таких шин співвідношення величини ви-

соти профілю до його ширини не перевищує бар'єр у 55% (наприклад, 195/55, 205/50, 225/45 і т. п.). Це забезпечує хорошу стійкість автомобіля, а додаткове зчеплення з трасою скорочує гальмівний шлях, забезпечує правильне входження у поворот і т. ін. До мінусів таких шин можна віднести підвищений шум, жорсткість і ймовірність ковзання на мокрій дорозі. Крім цього для їзди на низькопрофільних шинах краще підходять рівні дороги без вибоїн, оскільки потрапляння в яму загрожує пошкодженням диска. Тому варто уникати високих підвищень, ям і польового бездоріжжя.

Позашляхові шини мають високий профіль гуми і глибокі канавки протектора, що забезпечує хороший хід автомобіля по бездоріжжю. Він добре прискорюється вперед по будь-яких поверхнях: болотистих або навпаки кам'янистих. Недоліком є те, що шини не розраховані для швидкої їзди по рівному асфальту. Високий протектор швидко стирається, тому автомобіль має погану стійкість та знижується безпека руху.

Сила зчеплення коліс з дорогою прямопропорційно залежить від сили тяжіння автомобіля, яка приходить на ведучі колеса. Разом з вертикальним навантаженням на ведучі колеса, на силу зчеплення впливають стан дорожнього покриття і шин, внутрішній тиск в шинах, форма рисунку протектора, а також їх стан: чим краще дорога і стан рисунку протектора шин, тим краще їх зчеплення з дорогою.

Сила обертання ведучого колеса під дією прикладеного до нього крутного моменту спрямована на переміщення назад верхнього шару дорожнього покриття. З боку дороги на колесо діє така сама за величиною сила, спрямована на подолання сил опору і зрушення колеса. Тягова сила від коліс передається на ведучий міст, далі на кузов, змушуючи автомобіль рухатись. Величина тягової сили тим більша, чим більший крутний момент двигуна і передавальні числа коробки передач і головної передачі.

Шинна поворотність пов'язана з відведенням еластичного колеса, тобто його відхиленням при коченні від вертикальної площини, що проходить через середину колеса у площині обертання. Таке відхилення зумовлюється дією на колесо бокової сили, яка несиметрично деформує шину в зоні її контакту з дорогою. Кут, на який відхиляється слід колеса від сліду вертикальної площини, що проходить через його середину, називають кутом бокового відведення. Якщо кут відведення передньої осі більший за аналогічний кут задньої осі, то автомобіль рухається по кривій великого радіуса.

Зниження коефіцієнту зчеплення відбувається по смугах накату, а простір між ними поступово забруднюється мастилом та викидами. Неоднорідна якість покриття та його зчепні якості вздовж площини можуть призводити до занесення автомобіля, яке є дуже небезпечним. На шорсткому покритті втрата бокової стійкості спостерігається при швидкості 90 ... 100 км/год. Особливо часто занесення спостерігається на слизькому, забрудненому покритті, коли можливість колеса до опору дій бокових сил зменшується, і будь який незначний фактор (порив вітру, нерівність, маневр) може викликати занесення. Тому вважається, що на слизькій, забрудненій дорозі, навіть в аварійній ситуації водіям необхідно виконувати гальмування з меншою інтенсивністю, щоб уникнути занесення. Коефіцієнтом зчеплення називають відношення реактивної сили, що діє на колесо автомобіля у площині його контакту з покриттям, до вертикального навантаження, переданого колесом на покриття. За фізичної сутності коефіцієнт зчеплення являє собою коефіцієнт тертя пари гума протектора автомобільної шини – покриття проїзної частини дороги. Коефіцієнт зчеплення залежить від багатьох факторів: – властивостей покриття – мікро- і макрошорсткості, якості кам'яних і в'язучих матеріалів, якості робіт з улаштування покриття, рівності покриття, однорідності властивостей покриття, температури матеріалу; – властивостей автомобіля – системи гальм, розмірів коліс, виду і ступеня зношеності протектора, тиску повітря в шинах; – умов взаємодії – швидкості руху, режиму руху (розгін, гальмування), температури повітря, сили вітру, наявності на покритті вологи, води, льоду, снігу.

Таким чином під час досліджень для визначеної групи типорозмірів шин планується встановити їх основні конструктивні і технічні параметри з метою мінімальних енерговитрат на кочення у заданих експлуатаційних умовах.

ДОСЛІДЖЕННЯ І РОЗРОБКА БУЛЬДОЗЕРНОГО ВІДВАЛА-УЩІЛЬНЮВАЧА

Автор: Васильєв Д. С., студентка групи ПМ18130
Науковий керівник: к. т. н., доцент Главацький К. Ц.
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Актуальність роботи з точки зору розробки нових комбінованих робочих органів землерійно-транспортних машин багатопільового призначення, зокрема бульдозерного обладнання беззаперечно.

Застосування бульдозерного обладнання на будівництві важко переоцінити. Основне призначення бульдозерів – пошарова розробка ґрунту та транспортування його на невеликій відстані. Також їх використовують для розробки неглибоких каналів з транспортуванням ґрунту у відвали, для зачистки пологих схилів; при спорудженні насипів; на планувальних роботах; при влаштуванні та утриманні в справності під'їзних доріг, спорудженні в'їздів на насипи і виїздів з виїмок; при розробці ґрунту на косогорах; при зворотній засипці траншей; при розрівнюванні ґрунту на відвалах; при навантаженні ґрунту за допомогою стаціонарних і пересувних естакад. Саме тому така основна функція, як ефективне різання ґрунту, являється актуальною проблемою при проектуванні нових та модернізації існуючих бульдозерних відвалів.

Мета дослідження – підвищення ефективності бульдозерного обладнання за рахунок покращення ножевої системи.

Для того, щоб розуміти яким чином необхідно покращувати ножеву систему бульдозера, проведений аналіз відомого існуючого обладнання сучасних виробників, а також виконаний патентний пошук, щоб знайти нові конструктивні рішення та порівняти їх з давно існуючими.

Таким чином на основі аналізу переваг над аналогами обране одне з нових технічних рішень виконання просторової ножевої системи та заплановано комплексне дослідження з визначення раціональних параметрів.

Основою для досліджень є патент України на корисну модель №126493 «Бульдозерне обладнання» (автори Главацький К.Ц., Горбенко Ю.О., Попова О.С., Черкудінов В.Е.).

Суть винаходу полягає в тому, що бульдозерне обладнання включає традиційний бульдозерний відвал, оснащений бічними косинками та ножевою системою. Новим є те, що ножева система шарнірно встановлена в нижній частині відвала, має механізм повороту, рухома пластина, зйомну насадку, її кріплення та кронштейни, причому ріжучі ножі ножевої системи виконані з попарно з'єднаних пластин під заданим кутом, які додатково з'єднані між собою косинками та нижніми пластинами, механізм повороту ножевої системи включає шарнірно з'єднані між собою гідроциліндри, двоплечі важелі та тяги, зйомна насадка включає основну пластину, до якої попарно приєднані додаткові пластини під заданим кутом, що дорівнює куту з'єднання пластин ріжучих ножів, до кронштейнів, встановлених на нижніх площинах косинок ножевої системи шарнірно приєднані тяги, двоплечі важелі шарнірно приєднані до кронштейнів, встановлених в тильній нижній частині традиційного бульдозерного відвала, корпуси гідроциліндрів шарнірно приєднані до кронштейнів, встановлених у тильній верхній частині традиційного бульдозерного відвала, а рухома пластина має проушини, якими через прорізи фіксується до проушин, встановлених в тильній нижній частині традиційного бульдозерного відвала фіксаторами.

Бульдозерне обладнання може працювати у режимі косоного копання без використання зйомної насадки. Зйомна насадка необхідна для його роботи у режимі традиційного копання або часткового ущільнення ґрунту. Її можна також розглядати як засіб для зачищення поверхні ґрунту. При необхідності копання ґрунту ножовою системою з косим копанням ґрунту без зйомної насадки встановлюємо ножову систему у переднє положення, а рухома пластина – у верхнє положення.

При необхідності традиційного копання або ущільнення ґрунту ножовою системою зі зйомною насадкою, за допомогою фіксаторів кріплення приєднуємо до бічних пластин та попарно встановлених пластин ножової системи зйомну насадку.

При необхідності ущільнення ґрунту рухома пластина фіксуємо у верхньому положенні провушинами до провушин традиційного бульдозерного відвала фіксаторами, а механізмом повороту ножової системи змінюємо положення ножової системи; при цьому зазор між рухомою пластиною та традиційним бульдозерним відвалом не існує. Таке положення виконано лише для наглядності зображень. Рухома пластина може бути у верхньому положенні, або у нижньому положенні згідно. Її кріплення до відвала відбувається за допомогою провушин на відвалі та на пластині.

При частковому ущільненні ґрунту рухома пластина знаходиться у верхньому положенні, а при традиційному копанні ґрунту – у нижньому.

При певному встановленні ножової системи копання можливе з утворенням суцільної гладенької поверхні ґрунту, або з утворенням профільної поверхні ґрунту.

Таким чином корисна модель забезпечить розширення технологічних можливостей бульдозерного обладнання за рахунок запропонованої ножової системи, механізму її керування, насадки та рухомої пластини.

Подальші наукові дослідження передбачають такі напрямки, як створення математичної моделі конструкції, розрахунок її продуктивності, визначення технічних пропозицій, щодо реалізації обраної конструкції, силовий розрахунок, раціональний вибір матеріалу металевого прокату, а також визначення оптимальних розмірів небезпечних перерізів конструкції.

На базі отримання патенту України на корисну модель та теоретичних досліджень доцільно виконати моделювання процесу копання і ущільнення ґрунту запропонованим технічним рішенням бульдозерного обладнання, яке можливе на основі наявного лабораторного устаткування кафедри «Прикладна механіка та матеріалознавство» ДНУЗТ, а саме: для масштабної моделі бульдозерного відвала потрібно розроблений і виготовлений комплект додаткових ножових систем і механізм їх керування. Одним з варіантів реалізації запропонованого технічного рішення є заміна функції механізму керування ножовою системою її жорстким кріпленням до відвала у відповідних технологічних положеннях. Це суттєво спростить реалізацію моделі, що характерно для лабораторних досліджень на моделях відповідних піддослідних робочих органів.

Дослідження потрібно виконати у повній відповідності з розробленим планом, у якому впливовими факторами є профіль ножової системи, товщина стружки, кут нахилу ножової системи до горизонталі, наявність чи відсутність ножової насадки при ущільненні ґрунту. Характеристиками ґрунту при цьому можуть бути його вологість та категорія.

Наприкінці дослідження повинні бути визначені рекомендації, щодо практичної реалізації проекту запропонованої ножової системи бульдозерного відвалу.

У процесі проведення досліджень будуть застосовані на практичному прикладі ряд навичок та знань з різних технічних дисциплін.

У подальших дослідженнях планується створення дослідного прототипу та проведення натурних випробувань для практичної перевірки результатів теоретичних та лабораторних

досліджень та уточнення конструктивних та технологічних параметрів запропонованого технічного рішення бульдозерного обладнання.

У процесі розробки та дослідження запропонованого технічного рішення підготовлена заявка на патент України на винахід та наукова стаття.

HYBRID BIKE WITH INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Authors: Veloz Cruz A. Zh., Veloz Cruz D. R., students of group AG1811

Scientific Adviser: assistant Cherkudinov V.

Dnipro National University of Railway Transport
named after Academician V. Lazaryan

The term hybrid usually implies the presence of more than one source of energy. There are many types of bicycles in the world, such as a regular bicycle, a motorized bicycle that uses fuel as the main source of energy, an electric bicycle and more.

The concept of creating a bicycle with an internal combustion engine (ICE) is that the bike is equipped with a two-stroke engine with torque that will be sufficient to move one person weighing up to 90 kg at a speed of 45 km/h and overcome slopes up to 25%.

The main goal of the work is to choose the optimal parameters of a two-stroke internal combustion engine in order to meet the required operational needs, have the lowest possible levels of carbon emissions, be cost-effective and be able to install an internal combustion engine with equipment with minimal changes in bicycle design.

Based on the technical documentation of two-stroke internal combustion engines, it was decided to choose the F-80 engine, made in China.

The engine for the bicycle is two-stroke petrol with a power of 6 hp. volume of 80 cm³ with fastening, handles, a chain and a star, a fuel tank, a muffler. Develops a maximum speed of 60 km / h. The engine is started from pedals, untwisting them, gas is added by means of the handle and coupling is smoothly released. Warm up the engine at low speed, then increase the speed with a flag on the carburetor to the optimum value. The fuel mixture is prepared from two-stroke synthetic oil and gasoline with an octane number of at least 92 with a fuel to oil ratio of 15:1. The KhVZ-28 bicycle, manufactured by the Kharkiv Bicycle Plant, was used as a base.

The main advantages of this hybrid bike: economy, unpretentious operation, low noise and vibration, easy engine installation, reliable operation at low temperatures, sufficient power, use of pedals as an alternative to fuel, light weight, the presence of an emergency shutdown button in case of danger, low the level of emissions into the atmosphere, compared to mopeds and motor-cycles.

As a space for further modernization and development, possible use the concept of solar energy. The bike can be equipped with a motor with high torque, which will be generated by solar energy. Solar energy will be absorbed by the portable solar panel to generate energy. The power absorbed by the panel can be used directly by the engine if the power corresponds to the power consumed. If there is no sunlight, the engine will use battery power. When the bike is not used during the day, the solar panel will charge the battery. The system will make the bike run more efficiently. The rechargeable battery is used with a long service life for charging.

It is environmentally friendly and does not pollute the environment as it has no emissions. Plus, it's quiet and can be charged with an AC adapter in case of emergency and cloudy weather. Operating costs per kilometer are minimal.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ УТВОРЕННЯ КОМУНІКАЦІЙНИХ ПОРОЖНИН У ҐРУНТІ ПРОКОЛЮЮЧОЮ ГОЛОВКОЮ З АСИМЕТРИЧНИМ КОНІЧНИМ НАКОНЕЧНИКОМ

Автор: Балесний С. П., аспірант

Науковий керівник: д. т. н., доцент Супонев В. М.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Безтраншейне прокладання підземних інженерних комунікацій забезпечується спеціальними машинами, які формують горизонтально спрямовані свердловини в ґрунті.

В раніш проведених дослідженнях розглядаються різні технології та описуються їх процеси взаємодії робочого обладнання з ґрунтом, що дозволяє виконати силові розрахунки та параметри обладнання. Але аналітичних залежностей, які описують процес статичного проколу ґрунту робочим органом з конічним асиметричним наконечником не виявлено. Вирішення цього питання потрібно для створення установок з можливістю керування траєкторією проколу ґрунту.

В проведених дослідженнях розглянуто. Особливості процесу взаємодії асиметричного конічного наконечника з ґрунтом. На основі отриманого уявлення розроблені аналітичні залежності для визначення лобового опору та відхилюючої силу при статичному проколі ґрунту. Встановлено вплив параметрів наконечника та фізико-механічних властивостей ґрунту на величину відхилення робочого органу від прямої траєкторії руху. Встановлено розмір зони ущільнення ґрунту і дію від неї руйнуючої сили та надана якісна оцінка його руйнуючої дії на прилеглі комунікації.

Встановлено, що з збільшенням величини зміщення вершини конусу, наприклад, від своєї вісі з 0,02 м до 0,08 м при діаметрі свердловини 0,2 м, величина опору проколу ґрунта збільшується майже в чотири рази. Найбільший опір досягається при проколюванні твердого супіску. А зона руйнування ґрунту може бути більшою майже ніж у 2 рази порівняно з наконечником у вигляді симетричного конусу.

В основі наукового підходу до визначення запропонованих теоретичних залежності для визначення складових сил опору ґрунту та розміру зони ущільнення ґрунту навколо асиметричного наконечника було покладено уявлення про нормативні фізико-механічні властивості типових ґрунтів, конструктивних особливостей, гнучкі властивості штанг та закон збереження маси ґрунту до та після його ущільнення.

В розрахунках кут у вершині конусу наконечника розглядається у межах 50° – умовою сходження ґрунту по утворюючої поверхні конусу та не утворювання ядра ущільнення. В цьому випадку сили в просторі врівноважуються і не можуть вплинути на процес керування траєкторією руху робочого органу.

Отримана залежність для визначення розміру зони руйнування ґрунту навколо асиметричного конічного робочого обладнання, дозволила встановити, що її розміри можуть досягати з протилежного боку від зміщення конусу майже у 2 рази більшою в порівнянні з наконечником у вигляді симетричного конусу.

Встановлено, що максимальний тиск ґрунту на прилеглі комунікації, який визначається об'ємною деформацією ґрунту типу кожного типу, та дорівнює: для твердого супіску – $q_{\max} = (0,054 \dots 0,066)E_{\text{гр}}$; для напівтвердого суглинку – $q_{\max} = (0,083 \dots 0,103)E_{\text{гр}}$; для тугопластичної глини – $q_{\max} = (0,103 \dots 0,118)E_{\text{гр}}$.

Запропоновані в роботі розрахункові залежності можуть бути рекомендовані при проектуванні підземних інженерних мереж та при створенні силових установок та їх обладнання для безтраншейного прокладання підземних комунікацій.

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ФОРМИ ТА ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ БУРОВОЇ ГОЛОВКИ НА ЗУСИЛЛЯ ПРОКОЛЮВАННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНО НАПРАВЛЕНОЇ ПЛОТНОЇ СВЕРДЛОВИНИ

Автор: Благовірний В. В., студент групи ПМ2026
Науковий керівник: старший викладач Посмітюха О.П.
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Сучасне сьогодні не можливо уявити без електричних приладів кількість яких збільшується повсякчас. Хоча енерговитрати приладів суттєво нижчі, але їхня кількість збільшилась в рази, що поряд зі збільшенням новобудов в містах України вимагає підсилення або повну заміну електричних мереж, що в свою чергу потребує прокладання нових кабельних мереж. При будівництві нових ліній щільна забудова та неймовірно велика кількість автомобілів вимагає мінімальних впливів на дорожню інфраструктуру, що в сучасних умовах вимагає використання безтраншейних технологій будівництва. Ще одним фактором, що впливає на процес прокладання комунікацій безтраншейними технологіями, є щільне розташування існуючих комунікацій, що, в свою чергу, вимагає наявності можливостей керування траєкторією отримання технологічної порожнини.

Безтраншейна прокладка інженерних мереж дозволяє:

- скоротити терміни і обсяг організаційно-технічних узгоджень перед початком робіт в зв'язку з відсутністю необхідності зупинки руху всіх видів наземного транспорту, перекриття автомобільних і залізниць;
- значно зменшує терміни виконання робіт;
- дозволяє обходити перешкоди по трасі трубопроводу і формувати траєкторію свердловини практично будь-якої конфігурації;
- відсутня необхідність виконання робіт з водопониженням в умовах високих ґрунтових вод і робіт по дорогому монтажу траншейних кріплень, опалубок.

Основними безтраншейними технологіями з можливістю керування є ГНБ метод (горизонтально направлене буріння), кероване пневмопробивання ґрунту та керований прокол ґрунту гідравлічними натискними машинами. Метод ГНБ технологічно складний та вимагає значних капіталовкладень і, що основне, простору для маневру, пневмопробивання складний технологічно та неточний процес на який суттєво впливає зовнішнє середовище, та складність подальшого розширення порожнини до необхідних габаритів.

В роботі ми проводимо дослідження впливу форми пілотної свердловини на процес керування траєкторією пілотної свердловини. Розглядається два варіанти наконечників з тупим (близько 65°) та гострим (близько 40°) кутом загострення робочої площини.

Теоретичні викладки були перевірені на практиці під час прокладання кабельних мереж в м. Дніпро по вул. В. Антоновича робітниками ТОВ МБК «Сінергія». Теоретичні викладки показували, що найкраще керування траєкторією дасть наконечник з гострим кутом, що цілковито підтверджено практичними експериментами, але така форма наконечника вимагає постійного обертання робочого наконечника з мінімальною швидкістю проколювання, що в свою чергу вимагає наявності механізму обертання бурових штанг, та відповідно окремої лінії гідроприводу.

Робочий наконечник з великим кутом значно гірше змінює свою траєкторію та вимагає більших осьових зусиль при стартовому проколі, але він дає можливість ручного керування наконечником без використання редукторного приводу, це дає можливість зменшити вартість робочого обладнання та собівартості виконання робіт. Окремо відмітимо майже повну відсутність керування траєкторією свердловини наконечником з великим кутом загострення на перезволожених і обводнених ґрунтах, а малій кут з цим добре справляється.

Наукові дослідження в рамках магістерської роботи проводяться по теоретичних роботах виконаних Посмітюхою О. П., проф. Кравець С.В. (Рівненський університет водного господарства) та доцентом Супонєвим В.М. (Харківський національний автомобільно-дорожній університет). Окрім того планується провести ряд дослідів по використанню конічного наконечника з різними кутами загострення, а також наконечника у вигляді шестикутної піраміди.

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ БАГАТОСКРЕБКОВИХ ТРАНШЕЙНИХ ЕКСКАВАТОРІВ З КРИТИЧНОГЛИБИННИМ РІЗАННЯМ ҐРУНТІВ ЗУБАМИ

Автор: аспірант Гапонов О. О.

Науковий керівник: д. т. н., доцент Супонєв В. М.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Ефективність роботи ланцюгово-скребкових екскаваторів забезпечується мінімальною енергоємністю робочого процесу та максимальною продуктивністю машини, які в свою чергу залежать від, форми різців, їх кількості та розстановки.

Відомо, що при збільшенні глибини різання ґрунту ножем до критичної глибини енергоємність робочого процесу зменшується, тому що інтенсивність зростання опору різанню менша, ніж площа поперечного перерізу прорізу. При інтенсивності зростання опір ґрунту різанню ножем збільшується за рахунок пресування ґрунта в бічні стінки прорізу, а площа руйнування зменшується внаслідок неможливості впливу на процес руйнування ґрунту денної поверхні. В результаті енергоємність робочого процесу підвищується.

Існуючі аналітичні та експериментальні моделі взаємодії багатоскребкових ланцюгових траншейних екскаваторів з ґрунтом не визначають технологічні параметри машини з урахуванням різання ґрунту різцями на рівні критичної глибини. Таким чином, існуючі рекомендації по проектуванню машин не забезпечують мінімальну енергоємність і максимальну продуктивність робочого процесу

Для обґрунтування ефективних режимів роботи багато скребкових екскаваторів та ширини їх крайніх бокових різців було визначено умови ефективного розвантаження та встановлені параметри залежності зміни шляху переміщення ґрунту по поверхні розвантажувальних скребків від часу розвантаження. З цією ж ціллю були визначені залежності швидкості блокованого різання від ширини траншеї. Після цього було встановлено технічну продуктивність екскаватора на основі визначення виносної здатності ґрунту однієї групи різців, які працюють в умовах критичної глибини різання ґрунтів з урахуванням фізико-механічних властивостей ґрунтів. Визначені умови дозволили встановити ширину крайніх бокових різців, що здійснюють асиметричне блоковане різання ґрунтів.

Отримані результати враховують, як технологічні аспекти роботи екскаватору, так і фізико-механічні властивості ґрунтів, що розробляються різцями в умовах критичної глибини їх різання. Це відрізняє проведені в роботі дослідження від попередніх. Отримані розрахункові залежності дають можливість враховувати та аналізувати основні фактори, що впливають на процеси розробки траншеї та обґрунтувати параметри машини та її робочого обладнання, які забезпечують мінімальну енергоємність та максимальну продуктивність роботи екскаватора з урахуванням фізико-механічних властивостей ґрунтів. Таким чином можна стверджувати, що прикладним аспектом використання отриманого наукового результату є можливість вдосконалення робочого обладнання для створення більш ефективних скребковими траншейних екскаваторів. Зниження енерговитрат та підвищення продуктивності є важливими технічними показниками, які визначають собівартість, не

тільки копання траншеї, але й в цілому прокладання лінійно-протяжних ділянок розподільних підземних комунікацій.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЛЯ СТУПІНЧАТОГО РОЗШИРЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПОРОЖНИН У ҐРУНТІ ДЛЯ ЛІНІЙНО ПРОТЯЖНИХ ОБ'ЄКТІВ

Автор: Голиборода Д. В., студент групи ПМ2026

Науковий керівник: старший викладач Посмітюха О.П.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Використання безтраншейних методів прокладання комунікацій вже тісно увійшло в наші будівельні норми і правила. Це дає змогу пришвидшити виконання робіт, знизити витрати часу та матеріалів на відновлення інфраструктури, знизити руйнування доріг, а також дозволяє пройти перепони у вигляді річок або залізничного полотна.

Теоретичними дослідження проведені в роботах Посмітюхи О.П., Кравця С.В., Супонєва В.М. було визначено раціональні розміри технологічних порожнин для прокладання комунікацій отриманих методом статичного проколювання конусними наконечниками в різних типах ґрунту та природньої вологості. Було встановлено, що оптимальні розміри отворів лежать в межах від 220 до 400 мм і залежать від типу та механічних характеристик ґрунту. Але технологічні процеси будівництва вимагають прокладання футлярів більших розмірів, в один футляр великого розміру прокладають кілька малих для гарантованого захисту від зовнішніх впливів, з гарантованою відсутністю випучування поверхні вздовж траєкторії комунікації.

Проведений огляд наукових викладок та патентної літератури дає нам можливість стверджувати, що можна значно зменшити зони ущільнення навколо отворів за рахунок зміни форми отвору, та локальної вологості ґрунту в зоні проколювання, що дасть змогу прокладання більших розмірів футлярів з мінімальним пустим простором, при мінімальних силових впливах на масиви або мінімальними деформаціями в певних напрямках.

Математичне моделювання зусилля проколювання суттєво залежить від природньої вологості та щільності ґрунту, коефіцієнта компресії та тертя робочого органу об робоче середовище та компресійного модуля деформації ґрунту. Нами були розроблені практичні рекомендації по визначенню необхідної кількості вологи для контрольованого збільшення вологості ґрунту в отворі та недопущення перезволоження, що може призвести до руйнації основи дороги.

Для пришвидшення процесу зволоження ґрунту був виготовлений, та успішно випробуваний, робочий наконечник з додатковими частинами для глибинного руйнування стінок порожнини в якій потім потрапляє вода і за рахунок збільшення площі контакту тривалість зволоження зменшується з 3-5 годин до 1-1,5 години, що дозволяє більш ефективно виконувати будівельні роботи.

Мною, під керівництвом та за участі Посмітюхи О.П., проводяться лабораторні дослідження по підтвердженні теоретичних викладок та створення практичних рекомендацій які в подальшому будуть перевірені в польових умовах робітниками ТОВ МБК «Сінергія». Окремо такі ж самі дослідження проведемо з робочими органами плоскої форми та порівнюємо результати з РО традиційної конічно-циліндричної форми. При кількості футлярів, що одночасно прокладаються, більше одного доцільно використовувати РО плоскої форми зі округленими краями. В процесі роботи були досліджені РО для 2, 3 та 4 футлярів, що одночасно прокладаються, плоскої та циліндричної форми. Спостерігається чітка залежність по зменшенні зусилля протягування плоского РО для 2 футлярів найбільше значення, з подальшим зменшенням до мінімуму для 7 футлярів, а також подальше збільшення

різниці зусилля протягування в сторону зменшення для плоскої форми при кількості футлярів більше 15. Слід відмітити, що зміна щільності ґрунту та залишковий тиск ґрунту а підземні комунікації від дії РО плоскої форми в різних напрямках є різна, що дає нам деякі переваги перед традиційною формою.

ОГЛЯД МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ УДАРНОГО РУЙНУВАННЯ НЕГАБАРИТНИХ КУСКІВ ГІРСЬКОЇ МАСИ

Автор: Гавронський В. І., студент групи ПМ2021

Науковий керівник: к. т. н., доцент Анофрієв П. Г.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Найбільш поширеним способом руйнування негабаритів є механічний. Виробниками пропонується безліч типів ударних механізмів, заснованих на перетворенні різних видів енергії в механічну. Найбільше застосування знайшли гідравлічні і гідропневматичні молоти.

В даний час ведуться дослідження можливості більш широкого застосування інших джерел ударної енергії, альтернативних гідравлічному і гідропневматичному, наприклад дизельних молотів, які широко застосовуються в будівництві, адаптованих для подрібнення негабаритних кусків породи.

Однак існуючі дизельні молоти мають відносно невисоку ефективність функціонування робочого інструмента, робочі поверхні якого виконуються, як правило, у вигляді долота, піки, конуса, сфери.

Руйнування куска гірської породи ударними навантаженнями відбувається, як правило, при нанесенні по ньому кількох ударів, причому кількість їх, частота нанесення, енергія удару, швидкість програми навантаження та інші параметри залежать від конструктивних особливостей машини. Деякі науковці вважають, що зі збільшенням швидкості прикладання навантаження питома енергоємність процесу руйнування гірських порід повинна зменшуватися. Інші ж дослідники дотримуються прямо протилежної думки.

Встановлено, що при збільшенні енергії удару межі питомої енергоємності руйнування росте.

У частині опису фізичної сутності одним з головних питань є правомірність затвердження аналогії в процесах, що відбуваються в об'єкті при повільному статичному зростанні навантаження і при навантаженні зі значними швидкостями, які мають місце при ударі.

Відомо також, що об'ємне руйнування негабаритних шматків гірських порід відбувається при відносно великій енергії удару і малій частоті ударів. При малій енергії удару і великій частоті ударів відбувається поверхневе руйнування.

Практика показує, що машина з великою силою удару при малій частоті ударів в кілька разів продуктивність руйнування негабаритів більш ефективна, ніж машина тієї ж потужності, але з малою енергією одиничного удару і більшої частоті ударів. У зв'язку з цим можна розділити машини ударної дії для руйнування гірської маси на молоти об'ємного руйнування – це молоти з великою енергією одиничного удару і малою частотою ударів і молоти поверхневого руйнування – молоти з малою силою удару і великою частотою ударів.

До молотів об'ємного руйнування можна віднести, наприклад, з відомих сучасних це FRACTUM-BRECHER.

Відмінною особливістю цього обладнання є поєднання ударника з робочим інструментом. Робочим інструментом молота FRACTUM-BRECHER є поршень зі сферичною голівкою.

До молотів поверхневого руйнування можна віднести: пневматичні ударники, гідравлічні машини ударної дії, гідро-пневматичні молоти. Пневмомолоти в гірській промисловості використовуються вже протягом тривалого періоду і відрізняються простотою конс-

трукції і надійністю. Підвищення енергії одиничного удару у цих машин супроводжується збільшенням габаритних розмірів і маси.

Пневматичні молоти незадовільно працюють при негативних температурах – мінус п'ять градусів і нижче, що викликається наявністю в стислому повітрі з вмістом конденсату. Крім цього пневмомолоти вимагають наявності компресорів, які є відносно дорогими виробами і мають низький ККД.

ПРОБЛЕМИ БЕЗПЕКИ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ НЕБЕЗПЕЧНИХ НАЛИВНИХ ВАНТАЖІВ НАЗЕМНИМ ТРАНСПОРТОМ

Автор: Черкудінов В. Е., студент групи АГ2026

Науковий керівник: д. т. н., професор Ракша С. В.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Наливні небезпечні вантажі є одними з найбільш значущих в структурі перевезень. Їх частка в загальному обсязі наземних вантажоперевезень становить близько 18...23%. Велика частина небезпечних наливних вантажів перевозиться по залізницях та автошляхах України в вагонах-цистернах, контейнер-цистернах та в автомобільних цистернах, як окремою вантажною одиницею, так і у складі автопоїзда.

Різні види транспорту використовуються в залежності від розвитку відповідних транспортних шляхів, від обсягу перевезень, характеру небезпечних наливних вантажів, від розташування підприємств. Основна мета – при мінімальних витратах скоротити терміни доставлення, повністю виключити нераціональні перевезення та мінімізувати можливі ризики для навколишнього середовища.

Аналіз стану безпеки перевезень показує, що небезпечні наливні вантажі призводять до 86% від загальної кількості інцидентів, що відбуваються під час перевезення, а основним чинником цього є істотний знос засобів транспортування. Однак, проблеми, що стосуються перевезень небезпечних наливних вантажів і технологій роботи з ними на всіх етапах перевізного процесу, недостатньо активно досліджуються науковцями.

Разом з тим, відсутні єдині вимоги до контейнерів-цистерн, для використання їх при масових перевезеннях небезпечних наливних вантажів; немає чітких приписів щодо експлуатації контейнерів-цистерн, організації їх супроводу. Не опрацьована система нормативно-технічної документації, що регламентує перевезення наливних вантажів у контейнерах-цистернах в прямому змішаному залізнично-водному сполученні. Існує необхідність детального вивчення найбільш несприятливих навантажень в системі «вантаж – контейнер-цистерна – вагон-платформа».

Можна виділити ряд проблем, які притаманні транспортуванню небезпечних наливних вантажів автомобільним транспортом:

– відсутність процедури підтвердження відповідності та періодичних перевірок технічного стану автоцистерн, що перевозять небезпечні вантажі при надмірному тиску до 0,07 МПа, відповідно до вимог нормативних документів, в тому числі і що знаходяться в експлуатації;

– відсутність необхідних знань у представників контролюючих відомств щодо здійснення контролю за дотриманням вимог до конструкції транспортних засобів, в тому числі і автоцистерн, які перевозять небезпечні вантажі, що пред'являються Технічними регламентами;

– відсутність єдиної державної системи обліку водіїв України, що працюють з небезпечними вантажами;

– при визначенні вагових параметрів транспортних засобів на стаціонарних і пересувних пунктах вагогабаритного контролю, на сьогоднішній день, відповідальність вантажовідправника не враховується; відповідальність за контролювання вагових параметрів у пунктах завантаження покладається на перевізника.

Існує ряд конструктивних рішень для ефективного і безпечного транспортування небезпечних наливних вантажів, які потребують наукового обґрунтування:

– конструкції стінок цистерн можуть бути одно- і двошаровими, з дном плоскої або конічної форми, обладнуватися горловинами, люками, місцями для розміщення авторівневимірвачів, клапанів, іншими захисними пристроями;

– резервуари для зберігання рідин загального або спеціального призначення, закріплюються всередині вагон-цистерн для безпечного тимчасового зберігання нафтопродуктів та інших вогнебезпечних і токсичних сумішей;

– використання хвилерізів всередині автоцистерни, для зменшення бічних зусиль та виникнення небезпеки перекидання.

ВИЗНАЧЕННЯ ТА ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМАТИЧНИХ ТРАНСМІСІЙ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

Автор: Хорольський В. О., студент групи ПМ2021

Науковий керівник: к. т. н., доцент Анофрієв П. Г.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Вдосконалення автоматичних трансмісій відбувається за двома головними напрямками. По-перше – це модернізація механічної частини трансмісії; по друге – розробка більш оптимальних алгоритмів управління переключенням ступенів коробок передач.

Магістерська робота має напрямок аналізу та вдосконалення кінематичних характеристик автоматичних коробок передач (АКП) автомобілів. За допомогою кінематичних параметрів описують рух механізмів і машин. До цих параметрів відносяться траєкторії руху окремих точок ланок механізмів, швидкості, прискорення. Також до кінематичних характеристик відносять параметри, що визначені будовою механізмів, розмірами та залежать від узагальнених координат. Це функції положення, аналоги швидкостей і прискорень точок та ланок механізмів. Аналогами швидкості обертання вихідного валу коробки передач є передавальні числа її ступенів. Чим важче автомобіль і вище його конструктивна швидкість, тим більш у трансмісії ступенів та діапазон передавальних чисел. У вантажних транспортних засобах максимальні передавальні числа коробок знаходяться у діапазоні 17 – 24,7, а кількість ступенів сягає 20 – 22. Типова методика первинного розподілу передавальних чисел між ступенями передбачає використання рівняння геометричної прогресії, перший член якої – максимальне передавальне число, а останній – 1 (пряма передача) або менше 1 (мультиплікатора передача). Потім ряд передавальних чисел корегують, щоб врахувати дійсний середній час руху автомобіля під час розгону на кожній ступені.

Статистичні дослідження розподілу фактичних передавальних чисел між ступенями автоматичних коробок трансмісій вантажних автомобілів дозволили отримати вихідні дані для створення сімейства алгоритмів, які автоматизують процес розподілу передавальних відношень АКП. У більшості вантажних автомашин на нижчих ступенях АКП передавальні числа завищені на 5 – 15%, а на вищих навпаки знижені на 5 – 15%. Таке коригування передавальних чисел АКП пов'язане зі значно більшим часом роботи трансмісії на вищих передачах, ніж на кількох перших передачах під час розгону. Завдяки раціональному розподілу передавальних чисел між ступенями АКП техніко-експлуатаційні харак-

теристики автомобіля наближаються к оптимальним значенням. Критерієм оптимальності часто приймають мінімальне значення відношення годинної витрати палива під час розгону на n -ній передачі за k -й відрізок часу з повною подачею палива до енерговитрат.

За цими алгоритмами у пакеті Simulink системи наукових досліджень Matlab, за допомогою інструментів бібліотек візуального програмування Simulink розроблені S-моделі, що розподіляють передавальні відношення між ступенями з урахуванням їх фактичного корегування. Для порівняльного аналізу, при моделюванні первинного визначення передавальних чисел АКП було виконано апроксимацію передавальних чисел, що були отримані за геометричною прогресією.

Добрі результати розподілу передавальних відношення між ступенями АКП були отримані при використанні рівняння геометричної прогресії, експоненціальної регресії та поліноміального рівняння.

РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ ПРИСКОРЕНОГО РОЗРАХУНКУ ПОТУЖНОСТІ ІНЕРЦІЙНИХ КОНВЕЄРІВ

Автор: Костенко В. П. *, студент групи 4307

Науковий керівник: к. ф.-м. н., доцент Богомаз В. М. **

*Національний університет оборони України імені Івана Черняховського

**Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Одним з найважливіших факторів, які суттєво впливають на ефективну роботу сучасного підприємства є правильно організовані та надійно працюючі засоби промислового транспорту, які сприяють підвищенню продуктивності праці, збільшенню випуску продукції, звільненню робочих від важких і трудомістких транспортних і навантажувально-розвантажувальних робіт. Зовнішній промисловий транспорт в більшості випадків забезпечується засобами залізничного, автомобільного, водного та повітряного транспорту. В окремих випадках, за відповідних умов, з успіхом застосовуються машини безперервного транспорту.

В якості засобів внутрізаводського транспорту, як при транспортуванні насипних вантажів, так і штучних, значного поширення набули конвеєри різних типів, які мають високу продуктивність і більш економічніші, ніж інші види транспорту. Конвеєри поділяються на дві основні групи: з тяговим елементом та без тягового елемента. Одним з представників другої групи конвеєрів є хитний конвеєр. Вони використовуються на підприємствах хімічної і металургійної промисловості, при виробництві будівельних матеріалів (для забезпечення герметичного транспортування гарячих, газуючих, отруйних, хімічно агресивних вантажів).

Хитний конвеєр є відкритим або закритим герметичним жолобом або трубою, підвищеною на опорній конструкції. Жолоб скоює зворотньо-поступальні рухи, в результаті яких вантаж, що знаходиться всередині, скоює короткі переміщення вперед і поступово пересувається по всій довжині транспортування. Хитні конвеєри класифікують на інерційні, в яких вантаж ковзає по жолобу під дією сили інерції, та вібраційні, в яких вантаж відривається від жолоба і рухається всередині нього мікрокидками. В роботі розглядаються інерційні конвеєри. Однією з важливих технічних характеристик конвеєрів такого типу є потужність приводу. Вихідними даними для проектування хитних конвеєрів з постійним тиском є продуктивність, довжина, коефіцієнт тертя вантажу об жолоб в процесі руху, тип транспортованого вантажу, висота шару матеріалу, коефіцієнта заповнення жолобу, шлях руху вантажу за один оберт кривошипного приводу, радіус кривошипу. Для інерційних конвеєрів зі змінним тиском, крім того, необхідно знати кут нахилу пружних стояків.

Аналіз сучасних публікацій показав, що для визначення величини потужності приводу інерційних конвеєрів потрібно провести розрахунки, які стосуються визначення середньої швидкості руху вантажу, ширини та висоти борту прямокутного жолобу, ваги вантажу на конвеєрі і т. ін.

Для інерційних конвеєрів двох видів побудовано алгоритм прискореного розрахунку орієнтовного значення потужності приводу від його проектних характеристик, що дає можливість досить швидкого отримання значення потужності приводу із врахуванням типу та фізико-механічних властивостей вантажів, довжини транспортування та проектної продуктивності.

Для прикладу залучення отриманих в роботі результатів розглянуто алгоритм визначення величини потужності приводу інерційних конвеєрів, призначених для транспортування землі. Для таких конвеєрів також побудовано графічні залежності потужності приводу від проектної продуктивності та довжини транспортування.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРОЕКТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ПОТУЖНІСТЬ ПРИВОДУ ПЛАСТИНЧАСТОГО КОНВЕЄРУ

Автор: Бардиш О. С. *, студент групи 4307

Науковий керівник: к. ф.-м. н., доцент Богомаз В. М. **

* Національний університет оборони України імені Івана Черняхівського

** Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Машини безперервного транспорту, як різновид транспортуючих машин, є одним із засобів комплексної механізації навантажувально-розвантажувальних робіт виробничих процесів, які суттєво підвищують продуктивність, ефективність та рентабельність виробництва. Вони поділяються на три основні групи: конвеєри, пристрої гідравлічного та пневматичного транспорту. Найбільш розповсюдженою є перша група, одним з представників якої є пластинчасті конвеєри, які дозволяють переміщувати крупнокускові та абразивні матеріали, а також важкі штучні вантажі. Одночасно з процесом транспортування вантажі-вироби можуть підлягати технологічним операціям (загартуванню, охолодженню, миттю, забарвленню, сушці). Таким чином, вони використовуються для транспортування в горизонтальному і похилому напрямках насипних і штучних вантажів в машинобудівній, хімічній, гірничорудній, енергетичній і інших галузях промисловості.

Пластинчастими конвеєрами називають машини безперервної дії, вантажонесучим елементом яких є жорсткий металевий або дерев'яний, пластмасовий, гумовотканинний настил (полотно), що складається з окремих пластин. Тяговим елементом є один або два пластинчасті ланцюги, огинаючі кінцеві (приводну і натяжну) зірочки.

Для проектування пластинчастих конвеєрів з комбінованими трасами вихідними даними є: продуктивність, довжина, тип вантажу (щільність та гранулометричний склад), умови роботи конвеєру.

Метою даної роботи є побудова аналітичної залежності величини потужності приводу пластинчастого конвеєру з комбінованою трасою від проектних параметрів, враховуючи стандартні розміри ланцюгів.

Аналіз літератури, присвяченої розрахункам таких конвеєрів, показав, що для отримання величини потрібної потужності приводу для заданих проектних даних необхідно провести розрахунок площі поперечного перерізу матеріалу на пластинах, ширини пластин (за гранулометричним складом вантажу), лінійних навантажень від вантажу та ваги рухомих частин конвеєру, натяги в характерних точках траси та тягові зусилля на привідній стрічці конвеєру.

Для досягнення мети роботи проведено аналіз залежності всіх величин розрахунку конвеєру за традиційною методикою від проектних даних. Побудовано аналітичні залежності визначення зусиль в характерних точках траси, потужності приводу конвеєру від продуктивності, довжини транспортування, типу вантажу. На основі побудованих аналітичних залежностей проведено аналіз впливу кожного вихідного параметру проектування на величину потужності приводу.

Розглянуто приклад розрахунку пластинчастого конвеєру, призначеного для транспортування залізної руди, за побудованими залежностями, який показав, що їх використання є доцільним при проектувальних розрахунках конвеєрів розглянутої конструкції, а отримані значення потужності є близькими за величиною до розрахованих за традиційною методикою.

Для визначення загальної тенденції залежності величини потужності приводу пластинчастого конвеєру з комбінованою трасою від кожного вихідного параметру побудовані відповідні графіки.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ВЕЛИЧИНИ МАКСИМАЛЬНОГО ЗУСИЛЛЯ В КАНАТІ ТРУБЧАСТИХ СКРЕБКОВИХ КОНВЕЄРІВ ВІД ТИПУ ВАНТАЖУ

Автор: Попов І.В. *, студент групи 4301

Науковий керівник: к. ф.-м. н., доцент Богомаз В. М. **

* Національний університет оборони України імені Івана Черняховського

** Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Трубчасті скребкові конвеєри впроваджують у різних галузях промисловості та сільському господарстві для транспортування однорідних сипких вантажів. Вони використовуються для переміщення пилоподібних, порошкоподібних, зернистих та дрібнокускових вантажів (з частинками малої міцності в 5–10 разів менше внутрішнього діаметру труби): будівельні матеріали, продукти харчової або хімічної промисловості та ін. Такі конвеєри економічно доцільні, оскільки дають змогу ефективно використовувати виробничі площі й транспортувати вантажі по трубчастому вантажопроводу, який можна прокласти по складній просторовій трасі. Трубчасті скребкові конвеєри використовуються не тільки як самостійні транспортуючі установки, але і як елементи технологічних ліній різних виробництв. Герметичність трубчастих конвеєрів дозволяє переміщати сипкі, в'язкі, гарячі та отруйні вантажі, а також рідкі і напіврідкі нелипкі вантажі при виробництві харчових продуктів та комбікормів; будівельних матеріалів; продукції хімічної і нафтохімічної промисловості; у металургійному виробництві.

Трубчастий скребковий конвеєр складається із завантажувального бункера з дозатором комірчасто-барабанного типу, вантажопроводу з отворами для розвантаження сипких однорідних вантажів, поворотних пристроїв, замкненого ланцюгового або канатного робочого органу зі скребками, привідного механізму і натяжного пристрою.

Одним з основних елементів трубчастих скребкових конвеєрів є тяговий елемент у вигляді канату або ланцюга. Отже, важливими технічними характеристиками конвеєрів такого типу є параметри канату, які суттєво залежать від максимального зусилля в ньому та типу транспортованого вантажу.

На величину максимального зусилля в канаті трубчастих скребкових конвеєрів впливають продуктивність, довжина та конфігурація траси транспортування, висота підйому вантажу, тип транспортованого вантажу, кут нахилу траси.

Транспортований вантаж характеризується наступними величинами: щільність, коефіцієнт заповнення труби, коефіцієнт опору руху по трубі.

Аналіз сучасних публікацій показав, що для визначення максимального зусилля в канаті трубчастих скребкових конвеєрів потрібно провести розрахунки, які стосуються визначення діаметру труби (для забезпечення проектованої продуктивності), кроку розміщення скребків, лінійних навантажень від вантажу, шайб та канату, натягів у характерних точках канату.

В роботі для трубчастих скребкових конвеєрів проведено аналіз залежності всіх елементів розрахунку від типу вантажу. Побудовано аналітичну залежність максимального зусилля в канаті конвеєру від елементів величин, які характеризують відповідний тип вантажу. Проведено графічний аналіз залежності діаметру канату від типу транспортованого вантажу та проектної продуктивності конвеєру. Розглянуто приклад застосування отриманих аналітичних залежностей для розрахунку конкретного трубчастого скребкового конвеєру для транспортування збіжжя. Залучаючи побудовані аналітичні залежності, проведено графічний аналіз зміни величини максимального зусилля в канаті конвеєру при різних видах вантажу.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРОЕКТНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВОТРУБНОГО ВІБРАЦІЙНОГО КОНВЕЄРУ НА ДІАМЕТР ТРУБИ

Автор: Черенов Д. В. *, студент групи 4115

Науковий керівник: к. ф.-м. н., доцент Богомаз В. М. **

* Національний університет оборони України імені Івана Черняхівського

** Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Конвеєри, як різновид машин безперервного транспорту, поділяються на дві основні групи: з гнучким тяговим елементом та без тягового органу. Одним з представників другої групи є хитні конвеєри, які використовують на підприємствах хімічної і металургійної промисловості, при виробництві будівельних матеріалів (для забезпечення герметичного транспортування гарячих, газуючих, отруйних, хімічно агресивних вантажів). Горизонтальні хитні конвеєри переміщують чавунну і виту сталеву стружку в механічних цехах, гарячу вибиту землю, дрібне литво на машинобудівних підприємствах, гарячі вироби в металургійному виробництві.

Двотрубний вібраційний конвеєр з ексцентриковим приводом на нижній трубі є врівноваженою двохмасною коливальною системою з нижньою та верхньою вантажонесучими трубами, які рухаються зворотно-поступально, паралельно одна одній із зрушенням фаз на 180° , тобто при русі однієї труби вперед інша труба відхиляється назад на ту ж величину – цим забезпечується врівноваження рухомих мас. Труби шарнірно підвішені до коромислів, які встановлені на кронштейнах, прикріплених до рами. З'єднання коромисла з трубами і з опорним кронштейном виконано за допомогою гумометалевих втулок. Крім того, труби з'єднані між собою пластинчастими ресорами (або гумометалевими пакетами) з жорстким закріпленням. Вантаж, що транспортується, переміщується по верхній і нижній трубах в одному напрямі, що дає змогу ізолювати його від зовнішнього середовища.

Перевагами двотрубних вібраційних конвеєрів є: врівноваженість мас, що коливаються; подвоєна продуктивність; постійність амплітуди коливань; мала витрата енергії через резонансну настройку пружної системи. До недоліків відносяться: складність конструкції і вузлів проміжного завантаження та розвантаження; великі габаритні розміри.

Однією з основних технічних характеристик конвеєрів такого типу є діаметр труб, який суттєво залежить від проектувальних параметрів, до яких відносяться: продуктивність, довжина транспортування, транспортований вантаж (щільність та гранулометричний склад).

Аналіз сучасних публікацій показав, що для визначення величини діаметру труб вібраційного конвеєру розглянутого типу потрібно провести розрахунки, які стосуються визначення режиму роботи (зарезонансний, резонансний, дорезонансний), кутову швидкість коливань, швидкість транспортування матеріалу. Транспортований вантаж характеризується щільністю, двома дослідними коефіцієнтами, та коефіцієнтом наповнення труби.

Для двотрубного вібраційного конвеєру проведено аналіз залежності величини діаметру труб від вихідних параметрів для проектування. Побудовано аналітичну залежність діаметру труб від вихідних даних при резонансному режимі роботи. Розглянуто приклад застосування отриманих залежностей для конкретного прикладу при розрахунку конвеєру для транспортування свинцевого агломерату. Залучаючи побудовані аналітичні залежності, проведено графічний аналіз зміни величини діаметру труб конвеєру при варіюванні значень продуктивності, амплітуди коливання та коефіцієнту режиму роботи.

ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ МЕХАНІЧНОГО ОБРОБЛЮВАННЯ ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІС В ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЛІНІЯХ

Автор: Кучеренко М. М., студент групи ІМ18
Науковий керівник: к. т. н., доцент Погребняк Р. П.
Національна металургійна академія України

Прокатану заготовку залізничного колеса обов'язково піддають механічній обробці різанням по основним її поверхням: поверхня катання, гребінь, обід із внутрішньої й зовнішньої сторони колеса, розточується отвір у маточині. Після термообробки остаточно обточуються по всій поверхні колеса швидкісного рухливого складу або колеса з особливими вимогами. Можливості встановленого устаткування й технічні вимоги до одержуваної продукції різноманітні, тому операційна технологія механічної обробки на кожному виробництві індивідуальна і не постійна. Механічну обробку коліс проводять до термічної обробки або після її, можливо використання комбінованої схеми, коли колеса механічно обробляються до й після термообробки. Зрозуміло, що фінішна обробка термічно обробленого колеса дозволяє усунути геометричні похибки форми й розмірів, але скорочує продуктивність верстатів і суттєво збільшує витрату різального інструменту. У зв'язку зі значною твердістю готового колеса для чистової механічної обробки загартованих коліс використовують спеціальні верстати й інструмент.

Технологічний потік механічної обробки масового виробництва залізничних коліс в основному складається зі спеціальних колесотокарних верстатів карусельного типу, які оснащені електрокопіювальними пристроями або ПЧПК.

За міжнародним стандартом ISO1005-6 прийняті три рівні механічної обробки поверхонь залізничних коліс: чорнова(груба), напівчистова й чистова. Груба обробка передбачає чорнову механічну обробку усіх або певних поверхонь колеса. При напівчистовій обробці частина елементів колеса піддаються чистовій механічній обробці, а інша частина – грубій, при чистовій обробці відбувається остаточно обточування всіх елементів колеса крім фінішної обробки отвору маточини.

Для основного сортаменту коліс Ø957 (ГОСТ 10791-2004 і ТУ MOR – М – 2001-2) в Україні застосовують одностадійну механічну обробку коліс до їхньої термічної обробки, де колесо піддаються тільки чорновій механічній обробці, що задовольняє вимогам ГОСТ 9036 за точністю й шорсткістю поверхні.

До термообробки всі поверхні обіду повинні бути оброблені, тому що ці поверхні піддається подальшому загартуванню й відпустці. Ця механічна обробка різанням здійснюється на одному верстаті з нестационарним припуском і без його поділу на проходи, тому навантаженість його дуже висока. Жодна інша з відомих схем обробки не передбачає пов-

не й остаточне обточування обіду колеса на одному агрегаті. Навпаки, має місце тенденція скорочення кількості переходів на одному верстаті зі збільшенням кількості верстатів в одній лінії. Ті викривлення форми колеса, які відбулися після термічної обробки повинні бути усунені на ділянці другої механічної обробки, де за базову приймається зовнішня термічно та механічно оброблена поверхня колеса для обробки маточини, яка має значні припуски на обробку та не загартована. Розроблені й інші технології одностадійної та двостадійної обробки коліс.

З появою нового високотехнологічного й продуктивного обладнання міняються й існуючі технологічні схеми для обробки коліс, шукаються нові і застосовуються перевірені в експлуатації схемні рішення, а операційні схеми розробляються під наявне або під нове устаткування з урахуванням геометричної якості й матеріалу колеса-заготовки і особливих вимог до готового колеса.

ЗВЕДЕННЯ ФУНДАМЕНТІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ БУРОНАБИВНИХ ПАЛЬ

Автори: Калита О. І., Переп'ятенко І. В., студенти групи ПМ1811

Науковий керівник: асистент Брильова М. Г.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Пристрій фундаментів з буронабивних паль в умовах існуючої забудови та реконструкції. Типова технологічна карта розроблена на влаштування фундаментів з буронабивних паль в умовах існуючої забудови та реконструкції. Призначена для використання будівельно-монтажними організаціями при розробці проектно-кошторисної документації та проектів виконання робіт. Роботи можуть виконуватися із влаштування буронабивних паль діаметром 400-1200 мм і глибиною закладення до 25 м в різних ґрунтових умовах для спорудження пальових фундаментів поблизу.

Підготовчі роботи при спорудженні буронабивних паль. До початку виконання робіт необхідно підготувати будівельний майданчик для буріння свердловин. Виконати огороження будівельного майданчика згідно будівельного плану. Розмістити на майданчику побутові та технологічні приміщення відповідно до плану. Підготувати бланки актів на приховані роботи і журнали виробництва робіт. Захистити сигнальним огороженням місце виконання робіт від доступу сторонніх осіб. Звільнити від сторонніх конструкцій і обладнання місце виконання робіт. Геодезична служба повинна прийняти за актом геодезичні осі і репери, виконати розбивку осей паль, перевірити позначку верху існуючої майданчиком ухил у всіх напрямках. Ухил повинен бути не більше 0,5% (після установки бурової машини повторно перевірити ухил площадки). Організувати під'їзні шляхи до майданчика з укладанням дорожніх плит в основанні, місця складування арматурних каркасів і технологічного обладнання, відведення води від промивання бетонолитну і обсадних труб і устаткування.

Огляд особливостей бурових установок на гусеничному ході. Гусеничні бурові установки – це мобільні спецмашини на гусеничному ході, що мають робочим обладнанням бурильний інструмент в повній комплектації, що дозволяє свердлити свердловини різного діаметру, глибини і спрямованості. Гусеничні борові установки для буріння свердловин застосовуються для пристрою свердловин всіх виявлених видів на ґрунтах різних категорій, до самих важких – гірських, кам'янистих, мерзлих і т.д. Для питного і технічного водопостачання, каналізаційних потреб, влаштування підземних газо- і нафтопровідних ліній, для прокладки силового і зв'язкового кабелю, при будівництві висотних будівель, мостів, метеостанцій для установки паль та інших опорних конструкцій, з метою інженерних геолого-розвідувальних робіт.

Переваги: гусеничні бурові машини найбільш застосовуються в усіх бурильних роботах, як на вільних площах, так і в умовах міста. Рухливість дозволяє легко доставляти бурильне обладнання в будь-яке місце, а висока маневреність - легко працювати навіть на обмежених площах. Завдяки наявності гусениць машини відрізняються ідеальною прохідністю - вони вільно використовуються, як на високогір'ї, так і в кар'єрах. Гусеничні установки мають особливу стійкість до перекидання при бурінні твердих порід завдяки вдало розташованому центру тяжкості в нижній частині. Дизельний двигун дозволяє не залежати від наявності, що підключаються мереж. Особливості конструкції бурової установки на гусеничному ході дають їй велику продуктивність, високу результативність започаткованих зусиль. Гусеничні спецустановки для буріння свердловин отримують енергію від дизельного двигуна. Незалежно від його виду, потужність дизеля дозволяє бурити свердловини діаметром більше 1 метра і загальною довжиною до 150-ти метрів. Продуктивність обладнання підвищується завдяки гідравлічній системі управління. Бурова може бути як вертикального буріння з можливістю лише невеликого нахилу, так і для пристрою горизонтально спрямованих свердловин (анкерні і інші). Для роботи в місті використовуються спеціальні гумоармовані покриття гусениць, що не продавлюють асфальт. Апарати оснащені комфортними кабінами, де розташоване місце оператора і все управління установкою. Сучасні установки мають управління як безпосередньо з кабіни, так і з віддаленого пульта. Це дозволяє управляти машиною з відстані на складних і небезпечних ділянках. Машини завжди мають при собі комплекти обладнання для зміни налаштувань (додаткові штанги для подовження траєкторії буріння).

ПІДСЕКЦІЯ «ВАГОНИ ТА ВАГОННЕ ГОСПОДАРСТВО»

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ГАЛЬМІВНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ
ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ ГАЛЬМ З ПОВІЗКОВИМ ГАЛЬМУВАННЯМ**

Автор: Бабич І. Ю. студент групи ВГ2021

Науковий керівник: д. і. н, к. т. н, доцент Довганюк С. С.
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Гальма вітчизняного рухомого складу в основному задовольняють вимогам експлуатації. Сучасний рівень розвитку науки і техніки при створенні нових вагонів диктують необхідність розробки і швидкого впровадження нових конструкцій автогальмових систем і гальмівних приладів. Перспективні вантажні вагони нового покоління повинні мати підвищену і стабільну гальмівну ефективність.

В вагонобудуванні використовують різні схеми гальмівної важільної передачі (ГВП) вагонів: симетричні, несиметричні, з повізковим (роздільним) гальмуванням. Особливістю повізкового гальмування є наявність у зоні кожного візка вагону гальмівного циліндру та регулятора ГВП. Головні функції гальмівної важільної передачі – передача зусилля, що утворюється на штоці гальмівного циліндра, до гальмівних колодок із збільшенням його та рівномірний розподіл по колодках. Типові гальмівні важільні передачі, як свідчать експериментальні дослідження, не в повній мірі забезпечують виконання вказаних вимог. У деякій мірі недоліки типових схем враховані у схемах гальмівних важільних передач з повізковим гальмуванням.

За останні часи роздільне гальмування використовується для вагонів бункерного типу (мінераловозів, зерновозів), вагонів хоперів та довгобазних платформ з осьовим навантаженням 23,5 тс. Застосування такої схеми дозволяє регулювати зусилля натискання гальмівних колодок на кожний з візків в залежності від завантаження вагона. А також усуває основні недоліки, властиві ГВП з одним гальмівним циліндром, збільшує коефіцієнт корисної дії (ККД) за рахунок скорочення кількості шарнірних з'єднань, зменшення довжини тяг, забезпечує рівномірність зусиль натискання гальмівних колодок на візках вагона, спрощує регулювання, а також підвищує безпеку при експлуатації.

В якості об'єктів порівняння буде розглянуто дві моделі вантажних вагонів виробництва ПАТ “Крюківський вагонобудівний завод” м. Кременчук: платформа мод. 13-7133 та платформа мод. 13-7138.

Платформа моделі 13-7133 (40 футова) – це чотиривісна коротко базова платформа, 2019 р. виготовлення, призначена для перевезення великотоннажних вантажних контейнерів (двох 20-футових універсальних контейнерів або одного довжиною 30-, 40-, 45- футів).

Характеристика платформи моделі 13-7133:

- вантажопідйомність – 73,6 т;
- тара вагону – 20,4т;
- розрахункове статичне навантаження від колісної пари на рейки – 23,5 тс;
- база платформи – 9 720 мм;
- довжина вагона по осям автозчеплень – 14 620 мм;
- конструкційна швидкість – 120 км/год;
- гальмо – типове з одним гальмівним циліндром, автоматичне пневматичне та стоянкове.

Платформа моделі 13-7138 (60 футова) – це чотиривісна довго базова платформа, 2020р. виготовлення, призначена для перевезення великотоннажних вантажних контейнерів (трьох 20-футових універсальних контейнерів або 40 і 20 футових контейнерів).

Характеристика платформи моделі 13-7138:

- вантажопідйомність – 69,6 т;
- тара вагону – 23,9 т;
- розрахункове статичне навантаження від колісної пари на рейки – 23,5 тс;
- база платформи – 14720 мм;
- довжина вагона по осям автозчеплень – 19620 мм;
- конструкційна швидкість – 120 км/год;
- гальмо – з роздільним гальмуванням візків (двома гальмівними циліндрами), автоматичне пневматичне та стоянкове.

В роботі буде представлено:

- схеми автоматичного гальма платформ;
- розрахунок автоматичного і ручного гальма;
- результати стаціонарних гальмівних випробувань платформ;
- результати ходових гальмівних випробувань платформ.

Крім того, будуть порівняні основні характеристики розрахунку зусилля на штоку циліндра, дійсна і розрахункова сили натиснення на колодку, коефіцієнт сили натиснення, перевірка гальм на ймовірність заклинювання колісних пар, гальмівний шлях та ін., що дає можливість зробити дослідження впливу на гальмівну ефективність вантажних вагонів гальм з повізковим гальмуванням в порівнянні з типовим гальмуванням.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ КОЛІСНИХ ПАР ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ РЕМОНТУ ВАГОНІВ

Автор: Коваленко О. Г., студент групи ВГ2021

Науковий керівник: к. т. н., доцент Пуларія А. Л.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Сучасна робота залізничного транспорту вимагає збільшення осьових і погонних навантажень та підвищення швидкості руху вагонів. Це потребує вирішення задач, пов'язаних зі збільшенням міжремонтних пробігів і зменшенням витрат на утримання рухомого складу протягом його життєвого циклу. Одним зі шляхів розв'язання цих задач є удосконалення процесу ремонту вагонів.

Одним з найважливіших вузлів вагонів є колісні пари. Вони повинні знаходитися в бездоганному технічному стані. Виконання цієї вимоги – невід'ємний елемент організації безпечного руху залізничного транспорту. Тому ремонт цього вузла є обов'язковою процедурою. Всі роботи по ремонту колісних пар вимагають використання сучасного обладнання.

У процесі руху саме колісні пари приймають на себе основне навантаження. Крім того, можливе виникнення аварійних ситуацій, неакуратно вивантаження або навантаження тощо. Результатом стає поява ушкоджень виникнення зносу, тріщин або інших несправностей. Тому, виконуючи ремонт вагонів, слід обов'язково приділяти особливу увагу стану колісних пар.

В процесі виконання ремонту контроль технічного стану осей колісних пар вагонів відіграє дуже важливу роль, оскільки дозволяє вчасно виявляти дефекти конструктивних елементів і усувати їх.

На сьогодні спроектовано та виготовлено дуже багато різноманітних засобів контролю технічного стану осей колісних пар як в Україні, так і за її межами, які дозволяють:

- зменшити час, що витрачається робітниками на виконання контрольних операцій;

- автоматизувати процес пошуку дефектів через підвищення якості виявлення несправностей та виключення впливу людського фактора;
- реєструвати, зберігати, переглядати параметри, що вимірюються, у електронному вигляді;
- оперативно отримувати висновки щодо якості виконаного ремонту або можливості подальшої експлуатації.

Так для осей колісних пар контроль поверхневих дефектів поздовжньої і поперечної орієнтації при їх випуску із виробництва і після ремонту можна забезпечити магнітопорошковим методом. Сучасні стенди для здійснення такого контролю вбудовуються до технологічних ліній виробничої дільниці або можуть експлуатуватися самостійно як окрема позиція магнітопорошкового контролю.

Установки комплексного контролю колісних пар вагонів із застосуванням ультразвукового та вихрострумового методів неруйнівного контролю дозволяють виявляти дефекти типу неоднорідність металу, тріщини різної орієнтації, поверхневі дефекти.

Для автоматизації процесів вимірювання геометричних параметрів колісних пар застосовуються автоматизовані стаціонарні установки з використанням безконтактних лазерних триангуляційних вимірювачів контролю основних геометричних параметрів. Ці безконтактні оптичні пристрої забезпечують необхідну точність і діапазон вимірювання геометричних параметрів.

Дуже важливим є той факт, що сучасні комплекси контролю технічного стану колісних пар дозволяють не тільки виконувати контрольні операції, а й зберігати результати контролю в електронному вигляді та друкувати їх у вигляді паспортів.

ГНУЧКА ТЕХНОЛОГІЯ ПРОВЕДЕННЯ РІЗНИХ ВИДІВ РЕМОНТУ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ В ЄДИНОМУ ПОТОЦІ

Автор: Костира О. О., студент групи ВГ2021
Науковий керівник: д. т. н., с. н.с. Мямлін В. В.
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Виходячи з того, що трудомісткості ремонту вагонів дуже сильно відрізняються один від одного, то закінчення ремонту на кожній позиції відбувається в різні моменти часу. Поки навіть один вагон на який-небудь позиції не буде відремонтовано, вагони переміщатися не будуть. Таким чином, на тих позиціях на яких роботи закінчилися раніше, простоє технологічне обладнання та виконавці. Це призводить до величезних непродуктивних втрат. При використанні традиційних «жорстких» потокових ліній кожен вагон в процесі ремонту має тільки один єдиний шлях переміщення. Тому, якщо попереду вагон ще простоє в ремонті, то слідуючий за ним вагон, теж буде змушений простоювати, так як йому далі нікуди рухатися.. Поки навіть один вагон на який-небудь позиції не буде відремонтовано, вагони переміщатися не будуть. Таким чином, на тих позиціях на яких роботи закінчилися раніше, простоє технологічне обладнання та виконавці. Це призводить до величезних непродуктивних втрат. Виходячи з того, що трудомісткості ремонту вагонів дуже сильно відрізняються один від одного, то закінчення ремонту на кожній позиції відбувається в різні моменти часу.

Такі методи ремонту, які зараз використовуються на вагоноремонтних підприємствах, вже давно застаріли. Усі депо, побудовані в свій час в Україні, є будівлями прямокутної форми. Уздовж цих будівель прокладено залізничні колії, на яких розташовуються ремонтні позиції. Весь технологічний процес ремонту розподілений між спеціалізованими позиціями. Через деякий час вагони одночасно переміщатися між позиціями. Таким чином, ремонт вагонів в сучасних умовах час здійснюється послідовно на одній колії.

Через це виникла потреба розробити нові методи ремонту вантажних вагонів, щоб забезпечили деповський та капітальний ремонт всіх видів та моделей вантажних вагонів, по новим науковим методам. Одним з таких методів є використання асинхронного гнучкого потоку при ремонті вантажних вагонів – гнучкої потокової сіті. Основна ідея полягає в тому, що ремонтвані вагони будуть розмішуватися не вздовж прольотів вагоноремонтної дільниці, а – впоперек. Переміщення вагонів між позиціями буде здійснюватися за допомогою транспортних агрегатів. При такій схемі вагон з будь-якого модуля j -ої позиції може бути переміщений на будь-який модуль, що звільнився $(j+1)$ -ої позиції. Ще однією з умов використання гнучкого потоку є те що кожна позиція складається з окремих модулів. Модуль – це найменша неподільна частина ремонтної структури на якій проводиться ремонт, всі модулі на кожній з позиції є однаковими по комплектації персоналу і обладнання, що дозволяє проводити ремонти різних видів вагонів. Перестановка вагонів проходить за допомогою трансбордерів які перемішаються вздовж модулів.

При гнучкій структурі ремонту кількість можливих варіантів переміщення вагонів між позиціями потокової мережі може досягати декількох тисяч (в залежності від програми ремонту та кількості модулів). Гнучкий потік дозволяє скоротити час простою вагонів в ремонті. При такій схемі можуть мати місце «обгони» між вагонами, що дозволить кожному вагону знаходитися в ремонті рівно такий період часу, який дійсно відповідає його технічному стану. Це дозволяє виконувати в одному потоці два, а то і більше видів ремонту, наприклад, деповський та капітальний. Ці види ремонту дуже різняться між собою.

Вагоноремонтна дільниця, яка використовує гнучкий потік, являє собою три прольоти, два з яких ремонтні, а один (середній) – транспортний.

При використанні «жорсткого» потоку підприємством зазвичай розділяють вагони з капітальним і деповським ремонтом на різні потоки. Таке розділення призводить до збільшення кількості робочих, кількості обладнання, це призводить до лишніх витрат на утримання персоналу і обслуговування та ремонт обладнання. Але головною проблемою жорсткого потоку є те що з'єднанні цих двох потоків вагони ідуть один за одним. А так як обсяг робіт при двох ремонтах дуже сильно різняться по часу, будуть створюватись затримки на конвеєрі. Також це призведе до того що частину працівників і обладнання будуть простоювати поки не закінчиться ремонт на інших позиціях, ще однією проблемою буде то що вагони з малим обсягом робіт (з деповським ремонтом) будуть простоювати в ремонті приблизно стільки часу, як і вагони з великим обсягом робіт (з капітальним ремонтом). При використанні єдиного асинхронного гнучкого потоку на існуючих підприємствах можна забезпечити простій вагонів у ремонті стільки часу скільки передбачає ремонт чи поки не буде виконано весь обсяг робіт, які призначені для даного вагона.

Гнучку систему ремонту вагонів найкраще впроваджувати при будівництві нових вагоноремонтних підприємств, але і на існуючих підприємствах можуть бути впроваджені окремі елементи гнучкого потоку. Але при використанні гнучкого потоку на існуючих підприємствах потрібно провести значні перебудови призначені для розміщення транспортних колій трансбордерів, а також розташування модулів.

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ КУЗОВА НАПІВВАГОНА

Автор: Ласкаржевський А.В., студент групи ВГ2021

Науковий керівник: к. т. н. доцент Шикунів О. А.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Перспективними напрямками розвитку вантажного вагонного парку визнано: підвищення швидкості руху, підвищення вантажопідйомності зі збільшенням осьового навантаження та збільшення міжремонтних періодів. На теперішній час більшість вантажного

вагонного парку АТ «Укрзалізниця» становлять вагони з осьовим навантаженням 23,5 т/вісь. Вагони з осьовим навантаженням 25 тс, поки займають невеличкий відсоток від загальної кількості вагонів, про те такі моделі вже виготовляють і вітчизняні вагоно-будівні підприємства. Так напіввагон моделі 12-7039 та вагон-хопер для перевезення зерна моделі 19-7053 на візках моделі 18-7033, що розроблені фахівцями ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод», пройшли увесь комплекс сертифікаційних випробувань.

Візок моделі 18-7030 призначений для встановлення під вантажні вагони з навантаженням від колісної пари на рейки 25 тс, що експлуатуються на магістральних залізницях колії 1520 мм.

Як один з шляхів переходу на осьове навантаження 25 тс доцільно розглянути можливість підкочення відповідних візків під кузова вагонів розрахованих на осьове навантаження 23,5 тс, з попереднім підсиленням кузовів.

Метою роботи є аналіз можливості підвищення вантажопідйомності кузова напіввагона з осьовим навантаженням 23,5 тс до 25 тс та розробка варіантів підсилення конструкції кузова для реалізації цієї можливості.

Для порівняння результатів окремих модернізацій, якості критерія, прийняте збільшення тари вагона.

Для вирішення поставленої задачі розроблено просторову геометричну модель напіввагона з осьовим навантаженням 23,5 тс. Моделювання основних елементів конструкції виконано за допомогою пластин.

Кузов напіввагона складається з рами, двох повздовжніх бічних стін та двох торцевих стін. Рама вагона представлена хребтовою балкою, двома шворневими, чотирма поперечними проміжними та двома торцевими балками. Бічні повздовжні стіни складаються з двох кутових стояків, двох шворневих стояків та чотирьох проміжних стояків, що об'єднані верхньою та нижньою обв'язкою та з середини обшиті листом. Торцеві стіни складаються з верхньої обв'язки, двох балок та двох стояків, також обшиті листовим металом. Люки, що утворюють підлогу вагона не моделювалися.

Генерація скінченно-елементної сітки виконано в автоматичному режимі. В якості скінченних елементів застосовано плоскі чотирикутні дев'ятивузлові та трикутні сьомивузлові елементи з характерним розміром ребра 50 мм, зі зменшенням розміру елемента в зонах з можливою концентрацією напружень.

Проведено аналіз міцності кузова згідно вимог ДСТУ 7598:2014 «Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних)». При цьому розрахункові зусилля визначалися виходячи з осьового навантаження 25 тс. За результатами розрахунку визначені зони конструкції, що потребують підсилення та запропоновано декілька варіантів збільшення міцності конструкції.

Результати роботи можуть бути використані вагонобудівними підприємствами для підвищення вантажопідйомності вже існуючих моделей напіввагонів та розробки нових моделей напіввагонів.

ДОСЛІДЖЕННЯ ОРГАНІЗАЦІЇ ТА ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ У ЕЛЕКТРОРЕМОНТНОЇ ДІЛЬНИЦІ

Автор: Литвиненко В. В., студент групи ВГ2021

Науковий керівник: к. т. н. доцент Вислогузов В. Т.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Дільниця призначена для деповського ремонту, єдиної технічної ревізії, поточного ремонту пасажирських вагонів. Ремонт вузлів електрообладнання побудований по агрегатному методу з знеособленням об'єктів, що ремонтуються. При цьому готова продукція

здається в комору, звідти в обмін на дефектні вузли віддається готова (нова або відремонтована).

Розміщення обладнання у відділеннях ділянки забезпечує поточний ремонт. Робочі місця обладнані інструментами, кантувачами, підйомниками. На кожному робочому місці є виписка з технологічних карт або технологічних умов.

Для виконання ремонтних чи профілактичних робіт ділянка має наступні відділення:

- ремонту електричних машин;
- ремонту електроапаратури;
- ремонту радіоапаратури і контрольно-вимірювальних приладів;
- акумуляторів;
- ремонту незнімного електрообладнання;
- проведення технічних оглядів та ревізій; ремонту редукторно-карданних приводів.

Цей перелік може бути іншим залежно від особливостей конструкції пасажирських вагонів.



Рис. 1 Склад дільниці з ремонту електрообладнання вагонів

У депо застосовується потоковий і стаціонарний методи ремонту.

Поточний метод ремонту характеризується розчленуванням технологічного процесу на окремі операції, закріплені за робочими місцями (позиціями) розташовані на потокової лінії.

При стаціонарному методі ремонту вагони від початку до кінця ремонту знаходяться на одних і тих самих позиціях. На кожній позиції виконується повний комплекс ремонтних робіт. У проєктованих депо використовується потоковий метод ремонту, він характеризується розчленуванням технологічного процесу, впровадження спеціальних технологій, комплексом механічних робіт.

В кінці хочу доповнити, що дільниця з ремонту електрообладнання є однією з найважливіших дільниць в депо, адже стабільна та справна робота електрообладнання є запорукою безпеки пасажирів та їх комфорту в дорозі. А це найголовніше завдання залізничного транспорту.

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ КУЗОВА ПШВАГОНА НА СТАДІЇ ПРОЕКТУВАННЯ

Автор: Піценко О. В., студентка групи ВГ2021

Науковий керівник: к. т. н. доцент Рейдемейстер О. Г.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Оцінка міцності кузова вагона на етапі проєктування дає змогу:

- отримати конструкцію, що задовольняє вимогам нормативної документації та здатна без доробок пройти приймальні випробування;

- порівняти різні варіанти конструкції та обрати найбільш вдалих, зокрема, визначити оптимальні параметри, за яких конструкція має найліпші експлуатаційні якості за найменшої маси.

Мета роботи – розробити модель для оцінки міцності кузова та визначити такі параметри конструкції, за яких вона має найменшу масу при забезпеченні рівня міцності, що вимагає нормативна документація.

Наразі найбільш поширеним методом оцінки міцності кузова вагона на етапі проектування є метод скінченних елементів. За даними літературних джерел визначені найбільш поширені на практиці способи побудови скінченно-елементних моделей кузовів вагонів – з плоских елементів типу «Оболонка» (елемент опирається як деформаціям у власні площини, так і деформаціям згину), розмір ребра – від 10 до 100 мм.

Навантаження, що діють на кузов, визначені ГОСТ 33211. Міцність кузовів оцінюють за великих поздовжніх зусиль, що виникають при маневровій роботі та при русі вагона у складі поїзда (I розрахунковий режим з варіантами дії поздовжніх сил під час удару, ривку, рушання з місця та гальмування). Розрахункові значення напружень порівнюють з допустимими, що менші границі текучості на 5–15%, тобто зазначені навантаження не повинні призвести до появи залишкових деформацій. Крім того, визначають опір втомі кузова. Навантаження, що діють на вагон при русі по перегонах зі швидкостями аж до конструкційної включно, не повинні викликати появу втомних тріщин протягом всього терміну служби вагона. Спрощена оцінка опору втомі відповідає розрахунку за III режимом. Додаткові варіанти навантаження відповідають розвантаженню на вагоноперекидачі, падінню брили сипкого вантажу та ін.

Розроблена скінченно-елемента модель кузова глухонного піввагона, що складається з рами (хребтова, дві шворневі, дві кінцеві та чотири проміжні поперечні балки з настилом підлоги), двох бокових та двох торцевих стінок каркасної конструкції (верхня та нижня обв'язка, стійки, обшивка, горизонтальні проміжні балки на торцевих стінах) та визначені навантаження на вагон відповідно до ГОСТ 33211. Розраховані напруження від окремих груп сил (поздовжніх з силами інерції кузова та вантажу, вертикальних статичних, динамічних добавок, поперечних інерціальних, розпору вантажу) та від навантажень обох розрахункових режимів. Порівняння результатів розрахунку та експерименту підтвердило достовірність розробленої моделі.

На наступній стадії дослідження модель буде використана для визначення оптимальних параметрів кузова. Мета полягає в зменшенні маси кузова при збереженні несучої здатності. За цільову функцію прийнято масу кузова, обмеження відповідають умовам міцності (розрахункові значення напружень не перевищують допустимих). Параметри оптимізації – товщини несучих елементів, координати розташування елементів каркаса бокових та торцевих стін, проміжних балок рами.

ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЛИТИХ ДЕТАЛЕЙ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Автор: Цяцька В. А., студент групи ВГ2021

Науковий керівник: к. т. н. доцент Мурадян Л. А.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Важливим завданням залізничного транспорту є забезпечення безпеки руху поїздів, що потребує високого рівня надійності як окремих деталей, вузлів так і вагонів в цілому.

У цих умовах необхідно значно підняти економічність і продуктивність техніки, що випускається, її надійність і довговічність. Економічною природно вважати таку конструкцію, для якої величина сумарних народногосподарських витрат на проектування, вигото-

влення, ремонт і усунення збитку, пов'язаного з її відмовою, буде мінімальною. Величина перерахованих витрат залежить від рівня надійності виробу. Визначення оптимального в цьому сенсі рівня надійності та його реалізація дає передумови для створення деталей вантажних вагонів з високими техніко-економічними показниками.

До деталей, що впливають на успішну роботу вантажних вагонів, відносяться і литі деталі візків. Частка відмов візків вантажних вагонів становить 13,73% від всіх несправностей в експлуатації. Відчеплення вантажних вагонів в поточний ремонт по несправностях литих деталей візків збільшилися за останні 5 років більш ніж в 2 рази, причому близько 10% відмов припадає на тріщини боковин. Ці відмови викликають, як правило, тривалі перерви руху на ділянці.

Найбільша частка пошкоджень надресорних балок і бічних рам візків вантажних вагонів припадала на литі деталі.

Надресорні балки і бічні рами візків ЦНИИ-ХЗ є цілісні сталеві виливки і є найбільш відповідальними деталями візків, не рахуючи колісної пари.

У візках вантажних вагонів приблизно 0,2% мають тріщини по технологічним ребрах і вертикальній стійці нижнього кута буксового прорізу. Виявлені тріщини мають втомний характер. При обстеженні ЦНИИ-ХЗ – 2,3% мали тріщини в опорній колонці і в опорній плиті підп'ятника.

Рішення завдання забезпечення мінімуму суми наведених витрат в сферах виробництва і експлуатації може служити базою для обґрунтованого підходу до призначення рівня надійності вагонних конструкцій і їх елементів, а також дає можливість переглянути і обґрунтувати норми, стандарти і правила на конструювання і розрахунки, в тому числі на яких припускаються напруги, коефіцієнти запасу, методи випробувань. Тому розробка обґрунтованих вимог до рівня надійності литих деталей візків за рахунок вибору стали і режимів її термічної обробки є актуальним завданням.

Численні пошкодження, що виникають при експлуатації литих деталей візків, особливо надресорних балок, свідчать про те, що поряд з розробкою більш досконалих конструкцій і якісних матеріалів, необхідно удосконалювати технологію діагностики пошкоджуваності деталей вагонів в процесі експлуатації і при всіх видах ремонту.

АНАЛІЗ ЗУСИЛЬ, ЩО ДІЮТЬ НА КУЗОВ НАПІВВАГОНА ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ КАТАНОГО ДРОТУ В БУНТАХ

Автор: Яременко Д. М., студент групи ВГ2021

Науковий керівник: к. т. н. доцент Шапошник В. Ю.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

На перегоні «Воскобійня – Верхньодніпровськ» РФ «Придніпровська залізниця» АТ «Укрзалізниця» 20.07.2020 допущено падіння на колію бокової стіни кузова напіввагону № 56199763 з послідуочим випадінням вантажу (проволока – катанка в бунтах) у кількості 14 бунтів на парну та непарну колії та сходженням з рейок вагонів №56199763 (50-й з голови) – двома колісними парами другого візка, №95701090 (51-й з голови) – всіма колісними парами, №95702098 (52-й з голови) – двома колісними парами першого візка, та локомотиву ВЛ8 у поїзді, що рухався по суміжній колії, першою колісною парою внаслідок потрапляння вантажу під рухомий склад. Падіння бокової стіни кузова сталося через її обрив від вузлів кріплення, а саме шворневих і проміжних балок, а також від кінцевих стійок та кінцевої балки внаслідок відсутності зварних з'єднань між ними і дії вантажу, рис.1. Розмір збитків склав 115784 грн. 96 коп.

Метою роботи є аналіз зусиль, що діють на кузов напіввагона при перевезенні катаного дроту в бунтах, та оцінки міцності кузова. Для досягнення поставлено мети необхідно вирішити такі завдання:

- провести аналіз технічних умов розміщення та кріплення катаного дроту в бунтах згідно з Додатком 3 до СМГС, МТУ та іншими джерелами;
- виконати розрахунок зусиль, що діють на кузов напіввагону при перевезенні катаного дроту в бунтах;
- оцінити міцність кузова напіввагона;
- внести свої пропозиції та розробити схему розміщення та кріплення катаного дроту в бунтах.



Рис.1 Наслідки транспортної події на перегоні «Воскобійня – Верхньодніпровськ»

Розміщення та кріплення катаного дроту в бунтах регламентується п.14 глави 3 додатку 3 до СМГС згідно з яким обирається одна з шести схем в залежності від вантажопід'ємності вагона, маси та розмірів бунтів. Бунти діаметром 1150-1400 мм, довжиною 450-750 мм та вагою 500-850 кг розміщують в напіввагоні в два ряди по ширині і два яруси по висоті вагона. У нижньому ярусі бунти встановлюють впритул від торців до середини вагона зі зміщенням однієї половини ярусу до однієї бічної стіни вагона, а другої – до протилежної стіни. Верхній ярус бунтів розміщують на бунти нижнього ярусу аналогічно нижньому зі зміщенням до бічних стін в протилежному напрямку, рис.2.

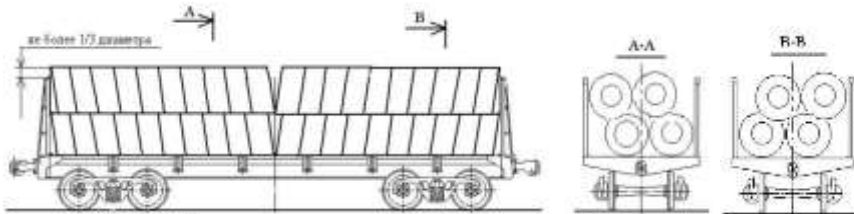


Рис. 2. Розміщення катаного дроту в бунтах згідно з додатком 3 до СМГС

Розміщення та кріплення катаного дроту в бунтах згідно МТУ за яким перевозився вантаж у вагоні № 56199763, який став причиною допущеної транспортної події, представлена на рис.3. Головним відмінностями від попередньої схеми є більші габаритні розміри та маса бунта. Діаметр до 1250 мм, довжина до 2400 мм, вага до 2500 кг. Також за схемою між бунтами допускається зазор до 150 мм.

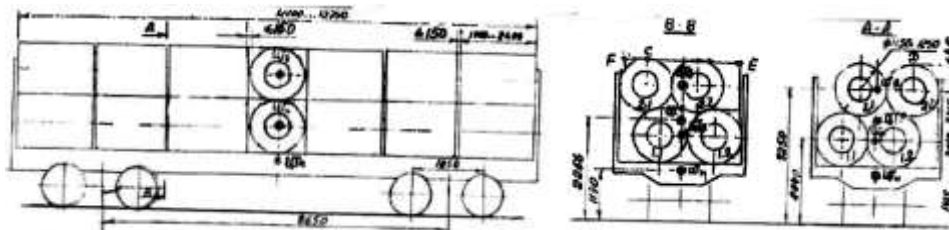


Рис. 3. Розміщення катаного дроту в бунтах згідно з МТУ

Схема перевезення катаного дроту згідно вимог Європейських залізниць, яка передбачає його закріплення упорними та розпірними брусками, розтяжками та прокладання картону між бунтами представлена на рис. 4.

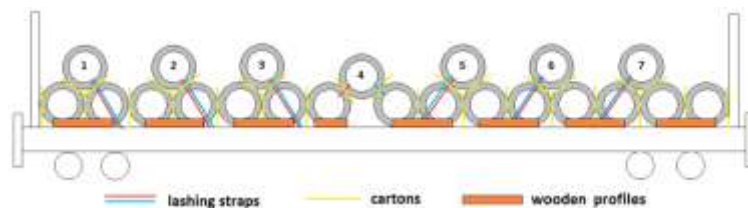


Рис. 4. Розміщення катаного дроту в бунтах згідно вимог Європейських залізниць

Для проведення подальших досліджень та розрахунків зусиль від дії вантажу обрана схема розміщення катаного дроту в бунтах згідно з МТУ представлена на рис. 3, оскільки вона передбачає перевезення більших за масою та габаритами бунтів, не передбачає додаткового закріплення упорними, розорними брусками та розтяжками, а зазор між бунтами до 150 мм при зміщенні вантажу спричинить значне зміщення сумарного центра ваги вагона з вантажем.

ПІДСЕКЦІЯ «ЛОКОМОТИВИ ТА ЛОКОМОТИВНЕ ГОСПОДАРСТВО»

**ДОСВІД ОРГАНІЗАЦІЇ УПРАВЛІННЯ ПАРКОМ РУХОМОГО СКЛАДУ
НА ПРИКЛАДІ ЯПОНСЬКОЇ КОМПАНІЇ НІТАСНІ**

Автор: Очеретнюк М. В., аспірант групи АС273

Науковий керівник: к. т. н., доцент Очкасов О. Б.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

У 2007 році компанією Hitachi розпочалося будівництво високошвидкісного потягу 395 класу для потреб залізниці Великобританії. При виконанні цього проекту компанія Hitachi пройшла етапи від проектування та виготовлення потяга до будівництва депо та створення плану технічного обслуговування рухомого складу.

Одним із завдань цього проекту для компанії стало втілення системи управління поїздами TMS (Train Management System) – це система для забезпечення функцій, необхідних екіпажу та технічному персоналу, таких як обладнання для моніторингу стану потягу, контроль обладнання та самодіагностика обладнання через обмін інформацією за допомогою міжміського транспортного зв'язку та зв'язку з бортовим обладнанням.

Умови цього проекту також включали технічне обслуговування, міркування щодо цього були включені в проект з самого раннього етапу розробки. Оскільки Hitachi не мав жодного минулого досвіду з технічним обслуговуванням рухомого складу, було докладено зусиль, для аналізу роботи залізничних операторів в Японії, щоб спостерігати та навчитися організації технічного обслуговування.

Проектування та побудова депо обслуговування відбувалося паралельно з проектуванням і виробництвом рухомого складу. При будівництві депо були враховані наступні фактори:

- макет депо спеціально розроблений для потягів класу 395;
- виконане оптимізаційне дослідження робочого процесу;
- розташування колії, призначено для безперебійного маневрового управління;
- використання практик управління даними на основі інформаційні технології.

У депо обслуговування потягів класу 395 розташовується 4 основні пункти обслуговування. У пункту А поїздам проводяться виміри які беруться до уваги стан витратних матеріалів, таких як гальмівні колодки з використанням автоматичного вимірювального обладнання. Ця інформація передається через мережу до системи управління депо, де вона реєструється та використовується в роботах з технічного обслуговування. Далі поїзд надходить до пункту В де розташуванні колії які дозволяють перейти до пункту С, не потребуючи зворотного переходу пункт С розроблений таким чином, що може бути використаний для всіх необхідних ремонтних робіт. Пункт D являє собою склад запчастин та розташований поруч із пунктом С для оптимізації робочих процесів дозволяючи зручне переміщення необхідних матеріалів.

План технічного обслуговування поїздів класу 395 було сформульовано на основі обслуговування японських поїздів Сінкансен. На відміну від залізниць Японії, у Великобританії немає чітко визначених стандартів на обслуговування поїздів. Натомість застосовується підхід формулювання плану технічного обслуговування виробником кожного поїзда і має бути затверджено відповідним аудиторським агентством.

План технічного обслуговування поїздів класу 395 виглядає наступним чином.

1. Придатність для запуску. Поїзд оглядають перед відправленням, щоб перевірити наявність несправності для його роботи.

2. ТО – 7 днів. Виконують візуальний огляд, екіпажної частини, на даху та в кабіні, виконується перевірка роботи гальм та дверей.

3. ТО – 28 днів. Виконують перевірку, екіпажної частини, на даху та біля дверей. Також виконують внутрішню перевірку. Очищають фільтри та за потреби замінюють будь-які витратні матеріали.

4. ТО – 56 днів. Це, по суті, те саме, що і 28-денний інспекція, вона має більший масштаб і включає огляд деталей з великим інтервалом. Під час цього огляду також проводиться перевірка роботи пантографа.

5. ТО – 168 днів. На додаток до 56-денних пунктів перевірки, експлуатація також проводяться перевірки сигналізації обладнання.

6. ТО – 336 днів. Оглядають всі деталі. Замінюють гідравлічну рідину.

7. Напівремонт. Цей ремонт фокусується на візках, які викочуються для розбирання та огляду на спеціальному стенді.

8. Капітальний ремонт. Окрім візків, інше основне обладнання розбирається для огляду та ремонту. Перевірка та ремонт кожного елемента обладнання проводиться на заводі виробнику або у спеціалізованих майстернях.

Поїзд класу 395 для Великобританії є першим високошвидкісним поїздом від японського виробника рухомого складу, який постачається до Європи, та має описані відмінні технології та технічне обслуговування.

Якщо порівнювати даний підхід обслуговування рухомого складу з українським варіантом, то можна сказати, що подібний план технічного обслуговування мають тепловози серії ТЕ33АС які виробляє компанія General Electric. Даний підхід має назву сервісне обслуговування. Такий план технічного обслуговування доцільно використовувати при обслуговуванні нових серій рухомого складу на відміну від старих локомотивів які обслуговуються за системою планово-попереджувального ремонту.

ПРОЕКТ ТЕПЛОВОЗА З ГІБРИДНОЮ СИЛОВОЮ УСТАНОВКОЮ

Автор: Кравченко В. С., студент групи ЛГ2021

Науковий керівник: к. т. н., доцент Бобирь Д. В.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

На сьогоднішній день стає гострим питання оновлення та модернізації парку маневрових локомотивів типу: ТЭМ2, ТЭМ2У, ТЭМ2УМ промислових підприємств. Так, аналіз розшифрувань БІС-Р для тепловозів показав, що фактична витрата палива перевищує витрату, зазначену у техпаспорті локомотива. Це пов'язано насамперед із тривалим простоям локомотива, частою зміною позиції контролера машиніста, роботою на низьких позиціях і т.д. Під час роботи локомотив по більшій частині працює на перехідних режимах, при цьому 50 – 60 % часу він працює в режимі холостого ходу, 45 – 70 % на низьких навантаженнях і лише 2 – 5 % на номінальних навантаженнях.

Під час проходження локомотивом заводського ремонту в обсязі КР, можливо запропонувати проект модульного локомотива в залежності від потреб замовника, а саме: 1) підвищення ефективності експлуатації тягового рухомого складу (ТРС) з заміною існуючої дизель-генераторної установки (ДГУ) на ДГУ меншої потужності з накопичувачем енергії (НЕ). У якості можливих НЕ можуть бути використані акумуляторні батареї (АКБ), конденсатори високої ємності, гіроскопічні апарати. Після модернізації локомотива на гібридну силову установку, його потужність на середніх режимах навантаження буде забезпечуватися ДГУ малої потужності; при роботі на режимах малої потужності та холостому ході буде поповнюватися запас енергії у НЕ і здійснювати роботу ТРС; на високих навантаженнях буде здійснюватися за рахунок енергії ДГУ та НЕ; 2) основне джерело енергії ДГУ, а допоміжне НЕ, його потужність на середніх режимах навантаженнях буде забезпечуватися НЕ; на холостому ході ДГУ буде поповнювати запас енергії НЕ; на високих на-

вантаженнях буде здійснюватися за рахунок енергії ДГУ та НЕ. Данні варіанти модернізації доцільно розглядувати на наступних режимах роботи локомотива, а саме: маневрова робота, вивізна робота та робота на гірці. На основі відомих режимів роботи можливо визначити механічну роботу яку виконує локомотив, та остаточно визначитися з типом ДГУ та НЕ, розрахувати габаритні розміри та економічну доцільність модернізації, в залежності від потреб замовника.

Визначенню та обґрунтуванню основних показників ТРС присвячено багато наукових досліджень. Вони в багатьох випадках є спільними для всіх видів ТРС. Тому виконавши аналіз присвячених цій тематиці робіт можливо виділити наступні переваги та недоліки. Основними перевагами модернізації локомотива гібридною силовою установкою в порівнянні з використовуваними в даний час маневровими тепловозами є:

- зниження витрати споживаного палива
- скорочення витрат на технічне обслуговування та ремонт;
- значне зниження шуму при роботі з вимкненим дизелем;
- скорочення необхідних інвестицій на придбання локомотива;
- підвищена екологічність .

Особливо важливі переваги локомотива — це робота двигуна в режимах, близьких до номінальних за оборотами і по витраті палива, можливість застосування в якості приводного двигуна дизелів, у тому числі імпортних, що володіють екологічними показниками на рівні вимог євро-3, євро-4, забезпечуючи зниження викидів з вихлопними газами двигуна на 80 – 90 %. До недоліків можливо віднести:

- не враховуються вартісні показники
- габарити і вартість модернізації
- реальні умови експлуатації.

Виконавши аналіз всього вище перерахованого, модернізація існуючих тепловозів серії: ТЭМ2, ТЭМ2У, ТЭМ2УМ, гібридною силовою установкою за принципом модульної конструкції, або створення нового гібридного локомотива є доцільним рішенням, для промислових підприємств України.

УДОСКОНАЛЕННЯ УКРАЇНСЬКОГО ПАРКУ ТЕПЛОВОЗІВ

Автор: Ісаєв Ю. В., студент групи ЛГ2026

Науковий керівник: к. т. н., доцент Бобирь Д. В.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Багато вітчизняних засобів масової інформації після підписання контракту АТ «Українська залізниця» з GE Transportation завели розмову про українські заводи та перспективи власного виробництва тепловозів.

Дійсно в Україні на сьогоднішній день існує мережа малих та великих спеціалізованих тепловозоремонтних підприємств з різними формами власності, що в змозі виконувати капітальні ремонти тепловозів різного типу й моделі. Але не кожне тепловозоремонтне підприємство України, має можливість в умовах сьогодення уздійснити оновлення тепловозного парку [1].

Наведемо перелік підприємств, що за інфраструктурою, технічними можливостями та своїм досвідом теоретично спроможні в найближчій час налагодити виробництво нових тепловозів:

- ПрАТ «Дніпропетровський тепловозоремонтний завод» (зосереджує увагу на капітальних ремонтах магістральних тепловозів серії ТЕ10, 2ТЕ116 та маневрових тепловозах серії ЧМЕЗ, ТЕМ2), що включається в структуру АТ «Українська залізниця»;

- ТОВ «Полтавський тепловозоремонтний завод» (виконує капітальний ремонт тепловозів серії ТЕП70, 2ТЕ116, ТЕМ7, капітально-відновлювальний ремонт тепловозів із заміною силової установки серій М62 і 2М62, ТЕМ2в/і, ТГМ6в/і, ТГМ4в/і та комплексну модернізацію тепловозів серії ТЕ10в/і, ЧМЕЗ);

- ТОВ «Миколаївський тепловозоремонтний завод» (спеціалізується на виконанні капітального ремонту та модернізації тепловозів серії ТГМ4в/і, ТГМ6в/і, ТЕМ2в/і, ТЕМ7, ЧМЕЗ, М62, 2ТЕ10в/і).

Крім того, в Україні є таке підприємство, як ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод». Він будує новітні вантажні та пасажирські вагони, дизель та електропоїзди і, одночасно з цим, в нього наразі спостерігається дефіцит замовлень в Україні й проблеми з оплатою за вироблену продукцію. За своїми технічними можливостями даний завод в змозі в найкоротший термін освоїти виробництво рам візків тепловозів.

Але треба нагадати, що сьогодні ні одне українське підприємство, на привеликий жаль, не має позитивного досвіду виробництва дизельних двигунів для магістральних тепловозів [3].

Останній тепловоз, що було виготовлено та придбано у вітчизняного виробника ХК «Луганськтепловоз» АТ «Українська залізниця» є пасажирським тепловозом ТЕП-150, але його було укомплектовано російським дизельним двигуном типу Д49.

Перша й остання можливість почати виробництво українських дизелів для тепловозів на ДП «Заводі імені Малишева» закінчилась поразкою. Експериментальне застосування на Південній залізниці харківських дизелів типу Д-80 на тепловозах 2ТЕ116 та ЧМЕЗ закінчилося тим, що підприємство-виробник не ліквідувало знайдені недоліки в конструкції дизеля, що знайшлися під час експерименту.

Суттєвим мінусом угоди між АТ «Українська залізниця» і GE Transportation являється те, що під час її укладання не брали до уваги інші варіанти можливості роботи. Як приклад, стосовно постачання дизель-генераторних установок для тепловозів виробництва них закордонних компаній: Caterpillar, Wabtec, Cummins - одними з головних виробників дизельних двигунів в світі, які розрізняє висока надійність, довговічність, економічність, продуктивність. Вище згадані компанії мають можливість завозити в нашу країну тягову установку та систему управління, а вітчизняні підприємства, а саме завод «Електроважмаш», ПАТ «Смілянський електромеханічний завод», ПАТ «ІНТЕРПАЙП НТЗ», ТОВ «ПОЛТАВСЬКИЙ КОМПРЕСОРНИЙ ЗАВОД» мають можливість самотужки створювати електричні машини, компресори, колісні пари, допоміжне обладнання, елементи гальмівної передачі й інше.

У статті [1], залізниці Прибалтики та Угорщини для покращення старих тепловозів типу М62 складають контракти з компанією Caterpillar на встановлення нових потужних тягових систем. В Чехії на тепловози 2М62 ставлять дизель MTU та здійснюють зміну дизайну кузова тепловозу та кабін машиністів. В Польщі старі М62 будуть переобладнані в модернізований рухомий склад з повною заміною внутрішнього обладнання.

Вище зазначене говорить про те, що для нашої країни у такому тяжкому економічному стані відновлення тепловозів – це не придбання рухомого складу з-за кордону, а покупка передових зарубіжних та наших технологій й застосування на цій базі власного виробництва рухомого складу, у тісній міжнародній кооперації.

Локомотиви зроблені у нас – це не лише транспортні засоби, але й наука, інженерія, тисячі робочих місць і престиж нації.

Висновки. На сьогодні, парк тепловозів в нашій країні за своїм фізичним та моральним станом знаходиться на межі використання, що потребує його поодинокого чи повного відновлення, при цьому в цілому по нашій залізниці спостерігається гостра нестача тягового рухомого складу.

Відновлення парку вантажних тепловозів УЗ за рахунок контракту з GE проблему не розв'язує, що вимагає розглядати інші шляхи оновлення парку: побудова нових тепловозів на підприємствах України власними силами з залученням міжнародної кооперації, модернізації тепловозів, що знаходяться в експлуатації, на українських тепловозоремонтних підприємствах [2].

Враховуючи те, що в нашій країні виготовляються майже всі ключові компоненти локомотивів (окрім дизельних двигунів та тягових перетворювачів, які можливо отримувати від їх відомих виробників з-за кордону), наявні необхідна інфраструктура та виробничі потужності для тепловозів, роботу з модернізації можливо розпочинати паралельно на декількох ремонтних заводах за єдиним проектом або однотипними проектами.

Модернізація наявного парку тепловозів на українських тепловозоремонтних підприємствах допоможе зняти гостроту проблеми з локомотивною тягою в Україні протягом чотирьох-п'яти років, що дасть можливість за 12-20 років відновити платоспроможність УЗ та організувати випуск нових локомотивів в нашій країні з локалізацією понад 75%.

Список використаної літератури:

1. Чи може Україна випускати сучасні локомотиви. URL: railexproua.com > novyny.
2. Стало известно, сколько магистральных тепловозов у "Укрзалізници" на ходу. URL: cfts.org.ua.
3. Потреба у фінансуванні оновлення локомотивного парку Укрзалізниці становить понад 51 млрд. грн. на 6 років. URL: www.uz.gov.ua.

ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ ТЯГИ ПОЇЗДІВ

Автор: Бабченко Є. К., студентка групи ЛГ2021

Науковий керівник: к. т. н., доцент Бобирь Д. В.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Питання скорочення витрат енергетичних ресурсів та зменшення шкідливого впливу залізниць на навколишнє середовище зберігають актуальність протягом кількох десятиліть. Поліпшення екологічних характеристик залізничного транспорту, безумовно, має велике значення.

Одна з характерних тенденцій сучасного ринку локомотивів - розширення використання альтернативних джерел енергії та гібридного тягового приводу. Інноваційні розробки у цій галузі ведуть, зокрема, компанія Alstom і оператор інфраструктури залізниць Нідерландів Strukton Rail, що експлуатує парк тепловозів.

Компанія Alstom є твердим прихильником впровадження гібридних технологій на ринку дизельного рухомого складу порівняно невеликої потужності і стала першим виробником, які поставили кілька таких локомотивів для комерційної експлуатації. В даний час Alstom готується до початку виробництва локомотивів нового покоління, в яких гібридні технології домінують. За даними Alstom, використання гібридного локомотива на базі тепловоза VI00 дозволить скоротити на 30 - 50 % споживання енергії, зменшити на 50 % емісію вуглекислого газу і знизити рівень шуму за рахунок зменшення потужності дизеля і скорочення часу його роботи на холостому ході.

У результаті було розроблено сімейство тривісних локомотивів НЗ, що складається з чотирьох типів: локомотив, який працює тільки від акумуляторних батарей; гібридний локомотив потужністю 700 кВт; локомотив потужністю 700 кВт з двома дизелями та локомотив потужністю 1000 кВт з одним дизелем.

У Нідерландах компанія Strukton Rail Equipment почала експерименти по застосуванню сонячної енергії на рухомому складі залізничного транспорту. Розроблено концепцію використання сонячних батарей на локомотивах. Компанія Strukton Rail розглядає поліпшення екологічних характеристик як шлях до підвищення ефективності використання енергії та скорочення витрат, а випробування сонячних батарей - як новий крок на цьому шляху. Метою випробувань була оцінка скорочення емісії вуглекислого газу, зменшення витрат палива, зниження рівня шуму, підвищення надійності та експлуатаційної готовності.

Norfolk Southern (NS), одна з північноамериканських залізниць першого класу, розглядає різні способи зниження споживання енергоресурсів на тягу поїздів та зменшення виділення шкідливих речовин у навколишнє середовище. У зв'язку з цим фахівці залізниці проявляють цікавість до електричного тягового приводу в різних варіантах виконання.

Національне товариство залізниць Франції (SNCF) і підвідомчий йому Центр інжинірингу по рухомому складу (СІМ), що базується в Ле-Мані, вперше в Європі провели в 2007-2010 рр.. великомасштабні експерименти з метою вивчення доцільності застосування біопалива марки В30, як джерела енергії для дизельного рухомого складу за умови збереження тих же експлуатаційних характеристик, що і під час роботи на звичайному дизельному паливі. Проведені SNCF експерименти не вирішили всіх поставлених проблем, але дали великий обсяг кількісних і якісних даних, які дозволили прийти до висновку, що біопаливо марки В30 може використовуватися в якості джерела енергії для рухомого складу з дизелями з класичним уприскуванням палива дотримуючись наступних умов:

- встановлення додаткових фільтрів для відокремлення води в паливній системі двигунів;
- забезпечення постійного контролю якості біопалива по всьому логістичному ланцюжку аж до паливного бака;
- часткову зміну набору та обсягу робіт з технічного обслуговування дизельного рухомого складу.

У Японії три компанії розроблять поїзд на водневому паливі.

Проект спільно реалізують Toyota Motor, Hitachi і Східно-Японська залізнична компанія (JR East).

Компанії домовилися створити дослідний зразок електровоза з гібридною тягою, який буде отримувати енергію і від акумуляторних батарей, і від водневих паливних елементів. Однією з цілей проекту заявлено зниження обсягів викидів вуглекислого газу.

Екологічні переваги залізничного транспорту недооцінюються, хоча результати численних досліджень показують, що по шкідливим викидам і ефективності споживання енергії він має кращі показники серед усіх видів транспорту. Поки що програє залізничний транспорт лише по одній позиції-рівню випромінюваного шуму.

Комплексний підхід до розвитку транспортної системи України чітко вказує на пріоритетне значення залізничного транспорту з позицій стійкого розвитку. У зв'язку з цим в галузі транспортної та природоохоронної політики необхідно визначити чіткі цілі - зниження рівня створюваного транспортом шуму, зменшення обсягу шкідливих викидів, підвищення частки енергоефективних і більш екологічних видів транспорту в загальному обсязі перевезень. Керуючись цим необхідно прагнути до поліпшення взаємодії видів транспорту.

Для зниження відсотка виходу з ладу тягових електродвигунів необхідно застосовувати при їх ремонті матеріали одного класу нагрівостійкості.

Слід провести дослідження по заміні тривалої попередньої сушки вузлів тягових електродвигунів при високих температурах на розігрів до температури 70-80 ° С, щоб виключити полімеризацію просочених стеклослюдинітових стрічок і забезпечити монолітність ізоляції при подальшій просочення. Для зменшення виходу з ладу тягових електродвигунів потрібно:

- вдосконалити технологію просочення вузлів тягових електродвигунів до технології вакуум нагнітального просочування.

- для зниження перегрівів в ізоляції вузлів тягових електродвигунів необхідно застосовувати нові електроізоляційні матеріали класу нагрівостійкості Н з підвищеним коефіцієнтом теплопровідності.

ЗАМІНА ТУРБОКОМПРЕСОРА ТК-34 НА PDH-50

Автор: Гладкий Д.В., студент групи ЛГ19120

Наукові керівники: к.т.н., доцент Сердюк В.Н., к.т.н., доцент Бобирь Д.В.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту

імені академіка В. Лазаряна

Турбокомпресор ТК-34 – це один з основних агрегатів дизеля 10Д100. Згідно журналу позапланових ремонтів тепловозів за останній рік позапланові ремонти турбокомпресорів ТК-34 відбувався з наступних причин: недостатній вибіг ротора – 41 %, теча води в середню частину – 27 %, помпаж – 11 %, злам ротора – 9 % та інші несправності 12 %. Причинами цього – інтенсивне зношення підшипників ковзання, «просадки» ротора на лабиринтові ущільнення з обминанням і стиранням їх з наступним викидом масла на дах тепловоза.

На закордонних тепловозних, судових і стаціонарних дизелях середньої швидкості, які мають турбокомпресори низького та середнього тиску, замість підшипників ковзання в основному застосовують кулькові підшипники.

Високу ефективність підшипники кочення показали в турбокомпресорах PDH-50 дизелів маневрових тепловозів ЧМЭЗ та в турбокомпресорах PDH-550 дизель-поїздів Д1. На вітчизняних дизелях такого класу до сьогоднішнього дня підшипники кочення масово не застосовуються.

Напрацювання на відмову турбокомпресорів ТК-34 тепловозів 2ТЭ10в/і знаходиться в районі планового виконання ремонту ПР-2, тобто близько 125 тис км, що безумовно не задовольняє вимог надійності, які висуваються до вузлів тертя. Для вирішення цієї проблеми пропонується вузли тертя-ковзання, а саме підшипникові опори, замінити вузлами тертя-кочення. Оскільки конструкцією турбокомпресорів ТК-34 не передбачено застосування підшипників кочення, пропонується замінити їх на турбокомпресори PDH 50ZVD, в яких застосовуються підшипники кочення типу 6308ТРФК118 та 7308ТРФК118.

За результатами розрахунку кулькових підшипників на довговічність їх напрацювання на відмову склало 18022 год. Для приведення отриманої величини довговічності підшипників кочення турбокомпресора PDH 50ZVD до значень пробігів локомотивів, виражених у тис км, якими зручно оперувати при оцінюванні параметрів надійності, виконано додаткові розрахунки. Середній пробіг тепловозів 2ТЭ10в/і із турбокомпресорами PDH 50ZVD склав 517231 км.

Отже, при заміні турбокомпресорів ТК-34 на PDH 50ZVD на тепловозах 2ТЭ10в/і збільшується їх гарантований міжремонтний пробіг. Тобто, при заданій завантаженості тепловозів відпадає необхідність планового ремонту турбокомпресорів PDH 50ZVD на кож-

ному ПР-3. Це зумовить значну економію коштів, оскільки через один ПР-3 депо матиме можливість безрозбірної діагностики турбокомпресора.

На основі накопиченого досвіду експлуатації турбокомпресорів на підшипниках кочення тепловозів ЧМЭЗ та дизель-поїздів Д1 можна очікувати, що застосування підшипників кочення у турбокомпресорах дизелів 10Д100 дасть змогу: виключити «просідання» ротора до дотикання з лабіринтовими ущільненнями внаслідок усунення зносу підшипників; усунути вихід з ладу роторів через порушення балансування при відкладенні нагару на лопатках турбіни або при обриві лопаток, оскільки при підшипниках кочення, які працюють на пружних опорах, допустимий дисбаланс ротора у 5-6 разів більший, ніж для ротора на підшипниках ковзання; збільшити пробіги тепловоза до розбирання турбокомпресора.

УДОСКОНАЛЕННЯ РЕЖИМІВ ВЕДЕННЯ ПАСАЖИРСЬКИХ ПОЇЗДІВ ТЕПЛОВОЗАМИ

Автор: Меласєв Є.А., студент ЛГ2021

Науковий керівник: асп. Кобець М.О.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту

імені академіка В. Лазаряна

За останні роки відбулися істотні зміни умов роботи залізниць, зросли збитки від перевізної діяльності і, в першу чергу, від пасажирських перевезень. Незважаючи на зменшення обсягів перевезень за останні роки умови роботи залізниць України залишаються важкими.

Теорія локомотивної тяги розглядає рух поїзда, який є системою матеріальних тіл (локомотив та склад вагонів), як рух матеріальної точки, в якій зосереджена уся маса поїзда. Це дозволяє приймати в якості рівняння поступального руху поїзда перетворену форму другого закону Ньютона: прискорення поступального руху поїзда прямо пропорційно величині рівнодіючої сил, діючих на поїзд в напрямку його руху, та обернено пропорційно його масі.

У тягових розрахунках використовують сукупність методів для розрахунку сил, діючих на поїзд, способів розв'язання рівняння руху поїзда в конкретних умовах і визначення узагальнених, прийнятих за розрахункові, нормативних фактичних даних про характеристики різних типів рухомого складу.

Якщо в числі сил, що визначають рух системи, є хоча б одна сила, за що залежить від швидкості, то розрахувати рух за допомогою загальних теорем класичної механіки не можна тому, що такі сили проявляються в процесі руху і, впливаючи на кінематичні характеристики руху, самі нелінійно залежать від них. Такі завдання можна рішити тільки методом інтегрування диференціального рівняння руху.

Критерієм оптимальності називають показник, числове значення якого визначає гранично досягну міру ефективності процесу. У якості критеріїв можуть бути прийняті: найвища продуктивність, найбільший к.к.д, найменша собівартість та ін. Одночасний вираз ефективності декількома критеріями оптимальності приводить до завдання, алгоритмічно нерозв'язного навіть на ЕОМ, тому повинен бути обраний головний критерій.

Зі всіх, сумісних з обмеженнями, способів зміни дій, що управляють, і фазових координат поїзда повинен бути вибраний такий, який при рішенні рівняння руху однозначно задовольняє критерію оптимальності для досягнення найбільшої провізної і пропускної здатності тягової ділянки. З урахуванням вищевказаного за критерій оптимальності обираємо дотримання поздовжнього горизонтального прискорення в межах 0,4 м/с².

При огляді факторів безпеки визначено раціональне значення прискорення та визначено відповідні залежності керування локомотивом поїзда ВШМ певної маси для його реалізації. За порівнянням результатів можна стверджувати, що при обмеженні прискорення технічна швидкість не зазнає змін, а витрати дизельного палива зменшуються до 4%. На підставі цих даних проведено економічне обґрунтування впровадження режимів ведення з реалізацією функції обмеження прискорення.

АНАЛІЗ ФАКТОРІВ , ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ПРОЦЕС ТЕРТЯ КОЛЕСА З РЕЙКОЮ

Автор: Панченко М.О, студент групи ЛГ2021
Науковий керівник: к.т.н., доцент Сердюк В.Н.
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Від процесів, що відбуваються в контактні колеса і рейки, залежить робота рухомого складу залізниць. Споживана енергія реалізується в контактні «колесо-рейка», а ефективне використання цієї енергії залежить в основному від зчеплення колеса з рейкою. Процеси, що відбуваються на контактній площадці колеса з рейкою, до теперішнього моменту досконало не вивчені

При цьому вимоги до показників взаємодії коліс і рейок в різних зонах контактування суперечливі. З одного боку, зчеплення коліс з рейками має бути таким, щоб забезпечувалося мінімальний опір руху поїзда. З іншого – для реалізації необхідної сили тяги потрібно забезпечувати високий і стабільний рівень зчеплення локомотивних коліс з тією ж поверхнею. Для запобігання вкочування колеса на головку рейки, зниження зносу гребня колеса і бічної поверхні головки рейки, а також опору руху поїзда в кривих потрібно максимально можливо знизити тертя між гребнем колеса і бічною поверхнею головки рейки.

Різні теоретичні положення і гіпотези, що пояснюють тертя і знос, зводяться до механічного, молекулярного і молекулярно-механічного впливу між поверхнями, що труться.

Основу механічної теорії тертя твердих тіл покладена теорія пружних і непружних механічних взаємодій нерівностей, що виникають на терті поверхні при ковзанні одного тіла по іншому.

Молекулярно-механічна теорія ґрунтується на припущенні, що тертя має подвійну природу і обумовлено як взаємним впровадженням окремих виступів, так і силами молекулярної взаємодії, тобто в результаті взаємного впровадження при тангенціальному зміщенні завжди відбувається механічне пошкодження поверхонь, які контактують, а при досить тісному взаємному зближенні виникає молекулярне тертя.

Енергетична теорія тертя показує, що при русі одного тіла відносно іншого, при значному взаємному впливі часток тіл, відбувається безперервне перетворення енергії поступального руху тіла в енергію хвильових і коливальних рухів частинок, в результаті чого виникають термоелектронні, термічні, акустичні та інші явища.

Якісно процес тертя характеризується термоелектронними, термічними, акустичними явищами, а кількісно – механічним ефектом. Механічна енергія розсіяна в мікроскопічних частинках поверхневого шару і причиною виникнення термоелектронних, термічних явищ. Дисипація механічної енергії в частинках маси поверхневого шару супроводжується процесом механічного руйнування поверхневого шару, що веде до збільшення зчеплення між поверхнями, які труться.

АНАЛІЗ АЛГОРИТМІВ УПРАВЛІННЯ ТЕП ЛОКОМОТИВІВ В РЕЖИМІ РЕАЛІЗАЦІЇ ГРАНИЧНИХ ЗУСИЛЬ

Автор: Пономаренко А.О., студент групи ЛГ2026

Науковий керівник: к.т.н., доцент Сердюк В.Н.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту

імені академіка В. Лазаряна

Сучасні тепловози і електровозу, оснащені потужного асинхронного тягового двигуна (АТД), що мають високий номінальний електромагнітний момент, можуть перевозити великогабові склади та досягати в процесі роботи граничних по зчепленню тягового або гальмівного зусилля навіть в гарних умовах зчеплення. При цьому швидкість проковзування коліс в контакт колесо-рейка збільшується вище деякого критичного значення, і робоча точка тягового електроприводу (ТЕП) переходить в зону буксування (або юза), що може без застосування спеціальних систем і алгоритмів управління ТЕП супроводжуватися погіршенням гальмівних і тягових властивостей, збільшенням динамічними навантажень і зносу.

Вивченням ТЕП з асинхронними двигунами (АД) як єдиної керованої електромеханічної системи займалися вітчизняні та зарубіжні вчені. Однак електропривід зі спільним регулюванням АТД в межах візка, паралельно підключених до одного інвертору, поки досліджений недостатньо і вимагає подальшого опрацювання.

Системи управління ТЕП локомотивів формувалися історично в залежності від застосовуваних тягових електродвигунів, розвитку елементної бази СУ і теорії електроприводу. Відповідно змінювалися схеми та алгоритми управління ТЕП в режимі реалізації граничних по зчепленню зусиль, але, не дивлячись на різноманітність конкретних рішень, дані алгоритми можна умовно розділити за принципом функціонування на дві великі групи:

1. Алгоритми захисту від буксування і юза.
2. Алгоритми реалізації потенційного коефіцієнта зчеплення.

Алгоритми першої групи починають функціонувати тільки при виникненні буксування (юза) і включають в себе два етапи:

- а) виявлення буксування (або юза);
- б) придушення буксування (юза).

Алгоритми другої групи виводять ТЕП на межу по зчепленню і дозволяють досягати максимально можливих тягових зусиль, що особливо важливо для зрушення з місця і надійного ведення великовантажних складів в несприятливих умовах. Ці алгоритми реалізовані і розвиваються в ТЕП зарубіжних фірм. У вітчизняному тяговому електроприводі ведуться дослідження в цьому напрямку. Практично ж поки реалізовані і удосконалюються переважно алгоритми першої групи, і це теж необхідно для модернізації існуючого парку локомотивів.

Відставання виникло в результаті кардинальних змін нашої країни в 90-і роки минулого століття, які уповільнили розвиток виробничих галузей. Дослідження, розробка та впровадження нових вітчизняних систем і алгоритмів управління ТЕП з АТ особливо актуальні не тільки через виниклу необхідності імпортозаміщення, а й в силу стратегічної важливості для України забезпечення безперебійної і надійної роботи залізничного транспорту незалежно від будь-яких зовнішньополітичних умов, та будівництво вітчизняних локомотивів.

ПОЛІПШЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТЕПЛОВИХ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Автор: Півовар І.М., студент ЛГ2021

Науковий керівник: д.т.н., професор Боднар Б.Є.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту

імені академіка В. Лазаряна

Тепловози є основними забруднювачами атмосферного повітря на залізничному транспорті. На їхню частку доводиться не менш половини викидів окислів азоту всієї галузі й значна частина викидів сажі. У безпосередній близькості від тепловоза гранично припустима концентрація по цих інгредієнтах перевищена в десятки разів і досягає припустимого значення на відстані 2,5-4 км. Тому питання зниження викидів шкідливих речовин тепловозними дизелями при їхній експлуатації, а також під час реостатних випробувань на пунктах екологічного контролю є одним з найважливіших завдань на залізничному транспорті.

Аналіз методів оцінки та шляхів зниження негативного екологічного впливу дизелів на навколишнє середовище показує, що в цей час основними напрямками є вдосконалення конструкції окремих вузлів дизеля, рециркуляція газів, застосування нейтралізаторів, каталізаторів, електрофізичних методів очищення вихлопних газів, використання альтернативних видів палива.

В даний час в усьому світі проектування і доведення ДВЗ не мислиться без проведення математичного моделювання та комп'ютерної оптимізації. Актуальність проведення таких робіт все більше зростає з посиленням нормативів, що обмежують викиди шкідливих речовин, вимог економічності і високої питомої потужності. Попередня розрахункова опрацювання питань, пов'язаних з удосконаленням робочих процесів ДВЗ, паливної апаратури та систем подачі повітря дозволяє істотно скоротити обсяг дорогих експериментальних робіт. При цьому програмне забезпечення повинно дозволяти адекватно моделювати відповідні процеси. Чим повніше математична модель охоплює розглянуті фізичні процеси і коректніше їх описує, тим точніше і надійніше може бути отриманий результат. Ще однією властивістю має володіти програмне забезпечення - можливістю вирішувати складні оптимізаційні задачі. Недостатньо отримати в розрахунку гарний збіг з експериментом, необхідно знайти ефективні шляхи вдосконалення конструкції, відшукати оптимальні значення багатьох конструктивних факторів, по-різному впливають на робочий процес, і, часом, призводять до конфліктних ситуацій.

Згідно розглянутої системи common rail diesel injection розроблено складові частини, адаптовані до дизельного двигуна типу Д49 – паливний насос високого тиску в моновиконанні, форсунка, система електронного управління подачею палива.

Для перевірки актуальності розробленої системи проведено вибір математичної моделі дизельного 4-тактного двигуна. Проведено розрахунки для масиву вихідних даних – частоти обертання 350-1000 хв-1; кута випередження подачі палива 1°-25°; циклової подачі палива 0,5-1 гр. За результатами розрахунків побудовано відповідні залежності та визначено оптимальні значення кута випередження подачі палива залежно від частоти обертання.

Розрахунок економічності оптимізації режимів роботи дизеля 16ЧН26/26 шляхом модернізації паливної системи виконано на підставі загальної вартості системи. Для цього визначено окремо питому вартість енергії – одиниці кВт год роботи дизеля з базовою паливною системою та дизеля з модернізованою паливною системою. Визначено строк окупності системи – 797 год роботи дизеля на максимальній потужності.

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ КОЛІСНО-МОТОРНИХ БЛОКІВ ТЕПЛОВОЗІВ

Автор: Ралько О.Ю., студент ЛГ2026

Науковий керівник: д.т.н., професор Капіца М.І.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту

імені академіка В. Лазаряна

Залізничний транспорт України – це складний виробничо-фінансовий комплекс з державною формою власності, централізованою системою управління перевізним процесом та єдиною технологією.

Утримання локомотивного парку – найбільш фондомістке в структурі витрат Укрзалізниці. Переважна частина витрат припадає на експлуатацію та утримання тягового рухомого складу, закупівлю паливо-мастильних матеріалів, закупівлю електроенергії.

Найбільш об'єктивні відомості про надійність локомотивів можна одержати на основі використання статистичних даних про відмови, що отримані у процесі експлуатації. Без інформації про відмови, що міститься у первинній документації, неможливо визначити показники надійності, виявити недоліки конструкції, ступінь впливу на надійність умов експлуатації й на підставі цих даних прийняти заходи щодо підвищення надійності об'єкта.

В процесі експлуатації можна виділити основні несправності КМБ тепловоза. В буксах бувають наступні несправності: нагрівання, тріщини в корпусі, несправності та дефекти роликів підшипників. Гумовим амортизаторам притаманні пошкодження гуми, відшарування її від кілець або втрата пружності. Лабіринтове кільце передпідматочинної частини вісі замінюють за наявності зломів, тріщин, задирів, викривлення або зносу. Деталі фрикційного гасителя після очищення оглядають та при виявленні тріщин або зривів різьб її замінюють. У повідках букс замінюють амортизатори торців, що прийшли в непридатність. Найчастішим пошкодженням в експлуатації моторно-осьових підшипників та вісі колісної пари є задири, особливо в зимовий час, в результаті зволоження мастила за рахунок конденсації вологи повітря та попадання води та снігу в шапки моторно-осьових підшипників.

Найбільш важкими для ремонту є пошкодження тягового осьового редуктора. До них відносяться: пошкодження зубців шестерні та колеса, зрив заклепок пружного зубчастого колеса, вихід з ладу елементів пружного з'єднання вінця та маточини.

Пропонується підвищити надійність КМБ за рахунок модернізації пружного зубчастого колеса, модернізації повідкового з'єднання, модернізації МОП.

Для досягнення поставленої мети не ставиться питання принципової зміни конструкції, оскільки це спричинило б збільшення витрат на модернізацію. Пропонується залишити без зміни базові деталі повідка (корпус, вали амортизацій, амортизації торців). Необхідно лише зменшити жорсткість гумових втулок, «захистивши» їх від великих деформацій. Величина допустимої відносної деформації для гуми середньої твердості (55-65 одиниць по Шору) при статичному навантаженні з короткочасним накладенням динамічних навантажень складає 0,2-0,25.

Доопрацювання серійного повідка полягає в запресуванні в середню частину головок загартованих до твердості HRC 40 упорів з сферичною поверхнею. У середній частині упорів зовні проточена канавка з отвором 0,5 мм. Цей отвір повинен співпадати з отвора-

ми в головках повідка, куди вкручені штуцери фітингів для запресування консистентного мастила.

У концентричні отвори між валами та головками повідців з обох боків запресовуються амортизатори із збільшеною товщиною гуми.

Розміри гумових втулок вибираються виходячи з умови використання втулок серійного повідка. Для буксового амортизатора втулка серійного повідка цього ж амортизатора розрізається навпіл. Для рамного амортизатора використовуються втулки цього ж серійного амортизатора.

МЕТОД ДЛЯ ВИЯВЛЕННЯ ОБ'ЄКТА В ДВЕРЯХ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Автор: Сергійчук С.В., студент групи ЛГ2026

Науковий керівник: к.т.н., доцент Сердюк В.Н.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

У сучасних пасажирських потягах усі двері, через які проходять пасажирів, оснащені системою безпеки. Ця система має на своїй меті рятування життя людини в екстремальній ситуації шляхом своєчасного розпізнавання затиснутого об'єкту при закриванні дверей потягу. Якщо при закриванні дверей виявлено, що в одній з них затиснута деяка перешкода (людина або предмет), то система перешкоджає відправленню потягу до тих пір, поки двері не звільняться і не закриються. При цьому поступає відповідний сигнал машиністові, який має у своєму розпорядженні засоби для вирішення проблеми.

Проблематикою є те, що пасажирський рухомий склад, який експлуатується на українських залізницях, оснащений системами безпеки дверей котрі в повній мірі не відповідають вимогам умов (алгоритм) роботи пасажирських дверей.

У основі системи, яка пропонується нами лежить оснащення вагонних дверей спеціальним гумовим профілем. В якому вгорі і внизу в порожнистій повздовжній камері круглого перерізу діаметром 0,11мм розташовані оптоелектронні сенсори, а саме, приймач OSE - R 1101 і передавач OSE - T 1101, які підключені до блоку оцінки сигналу OSE - C 4011, встановленому в електрошкафі.

Передавач по спеціальному алгоритму випромінює інфрачервоний світловий сигнал, який приймається приймачем, якщо камера гумового профілю вільна, тобто якщо профіль не деформований стороннім предметом. Прийнятий приймачем світловий сигнал трансформується в періодичний електричний сигнал, який приходить на блок оцінки сигналу і також в якості зворотного зв'язку поступає на передавач. Затиск предмета (людини) в дверях потягу деформує дверний гумовий профіль, що призводить до зміни інтенсивності світлового потоку між оптичними сенсорами в камері профілю.

Двері можуть мати сенсори як з одного, так і з обох боків, для цього передбачені різноманітні профілі.

Важливі властивості системи OSE:

- Система OSE відповідає вимогам 4-го класу по DIN V 19250 або 3-ій категорії безпеки по DIN EN 954-1.
- Надійне динамічне розпізнавання затиснутого предмета розміром від 4 мм, наприклад, натягнутий собачий повідець.
- Здатність зберігати свої функції при ушкодженнях внаслідок вандалізму : розрізи, пориви, отвори і т. д.
- Тривала протидія негативним діям довкілля (температура, вологість, забруднення).

- Властивість самонавчання сенсорів компенсує старіння профілю, зміну його геометрії, погіршення відбиваючої здатності профілю.
- Система не має періодично замінюваних компонентів і не вимагає регулярного обслуговування.
- Гумовий профіль може бути виготовлений по кресленнях, узгоджених з клієнтом, дуже різноманітні форми. Матеріал: EPDM, Shore 65 ± 5A, S3 / S4, SR2 по DIN 5510.
- Електронний блок монтується будь-яким зручним способом і працездатний в будь-якому положенні.
- Можлива розробка блоку оцінки сигналу з напругою живлення за узгодженням із замовником.
- Сенсори залиті герметичним і еластичним компаундом.
- Нечутливість до вологості, стійкість до атмосферних дій і старіння.
- Висока механічна стабільність.
- Широкий спектр робочих температур.
- Нечутливість до стороннього світла завдяки фільтрації і складному алгоритму модуляції сигналу.

ПОЛПШЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОВИЗНИХ ДИЗЕЛІВ

Автор: Шовкун І.Ю., студент ЛГ2026

Науковий керівник: д.т.н., професор Капіца М.І.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту

імені академіка В. Лазаряна

Дизельні двигуни застосовуються в магістральних та маневрових тепловозах в якості енергетичної установки. На них припадає основна частина витрат енергетичних ресурсів, тому питання їх вдосконалення досить актуальні та можуть нести високий економічний ефект. Світові тенденції зростання цін на енергетичні ресурси та посилення екологічних норм висувають жорсткі вимоги до ефективності сучасних дизельних двигунів. Одним з найбільш ефективних засобів підвищення експлуатаційних техніко-економічних показників дизелів при роботі в широких діапазонах зміни частоти обертання, навантаження і параметрів довілля є оптимізація фаз газорозподілу на кожному режимі. Тому вдосконалення і створення систем, що дозволяють здійснювати ефективне управління механізмом газорозподілу - одне з актуальних завдань на сучасному етапі розвитку локомотивобудування.

Розширення можливостей управління фазами газорозподілу потрібне не лише для оптимізації робочого процесу, але і для забезпечення рівномірного розподілу навантаження багатоциліндрових дизелів, шумності, токсичності, якості автоматичного регулювання частоти обертання при забезпеченні на перехідних режимах допустимих значень механічної і термічної напруги, якості робочого процесу в кожному циклі, а також можливості управління розподілом навантаження між паралельно працюючими циліндрами дизеля.

Актуальне завдання розширення діапазону ефективної роботи транспортних ДВЗ тісно пов'язане з вдосконаленням процесу газообміну, показники якого значною мірою визначаються законом руху органів газорозподілу.

Відомо, що фіксовані фази газорозподілу, відтворені кулачками розподільного валу традиційного механічного приводу, можуть бути оптимальними у вузьких межах номінального режиму. Невідповідність фаз умовам неномінальних режимів є однією з причин підвищеної експлуатаційної витрати палива і невисокої пристосованості транспортних дви-

гунів, що виявляється більш виразно при збільшенні агрегатної потужності, підвищенні міри наддуву і розширенні області експлуатації двигунів.

Вибір фаз газорозподілу при проектуванні двигуна внутрішнього згорання в основному відбувається методом експериментального підбору параметрів системи газорозподілення, попередньо задавшись наближеними значеннями цих параметрів за двигуном прототипом. Такий підхід був обумовлений тим фактом, що до недавнього часу виконати точні розрахунки процесів газообміну не дозволяла потужність обчислювальної техніки. Підбір фаз газорозподілу проектного двигуна був досить довгим та затратним процесом.

Значно спростити процедуру вибору фаз газорозподілу та підібрати оптимальні їх значення для кожного режиму навантаження можливо за рахунок використання методів математичного моделювання.

Розглянуто та проаналізовано основні види альтернативних приводів клапанів, що здатні забезпечити керування фазами газорозподілення. Як найбільш перспективними запропоновано використання електрогідравлічного типу приводу клапанів. Даний вид приводу поєднує переваги електронного керування (можливість гнучкого керування за рахунок простоти використання мікропроцесорного блоку керування), а також має менші габарити, вартість, більш високий ККД в порівнянні з іншими типами приводу. Було запропоновані елементи електрогідравлічного приводу, які найкраще підходять до умов роботи на тепловозному дизелі, розраховано їх основні параметри. Керування фазами газорозподілу є перспективним шляхом для покращення середньо експлуатаційних техніко-економічних показників роботи дизеля тепловоза, і як наслідок всього локомотивного господарства.

ВИЗНАЧЕННЯ МАСОВОЇ ВИТРАТИ ПОВІТРЯ

Автор: Богомолів А. Р., аспірант АС0003

Науковий керівник: д.т.н., професор Капіца М.І.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту

імені академіка В. Лазаряна

Залізничний транспорт відіграє значну роль в забезпеченні життєдіяльності економіки України, на залізничний транспорт припадає 82% вантажообороту і майже 40% пасажирообороту.

Утримання локомотивного парку є одним з найбільш фондомістких в структурі витрат Укрзалізниці. Переважна частина витрат припадає на експлуатацію та утримання рухомого складу, закупівлю паливо-мастильних матеріалів, закупівлю електроенергії. В умовах сучасного стану парку тягового рухомого складу Укрзалізниці та постійного зростання вартості паливно-енергетичних ресурсів виникає необхідність аналізу і наукового обґрунтування впровадження засобів безрозбірного діагностування дизельних двигунів, які застосовуються на тяговому рухомому складі, що експлуатує Укрзалізниця. Тому в даному дослідженні розглядається актуальна задача – удосконалення системи безрозбірного діагностування двигунів внутрішнього згорання. Одним з елементів системи безрозбірного діагностування двигунів внутрішнього згорання є датчик витрати повітря.

Датчик витрати повітря (витратомір) призначений для постійного вимірювання миттєвої витрати повітря. Витратоміри поділяють на механічні, термоанемометричні та пневмодинамічні.

Датчик масової витрати повітря - це датчик, який використовується для визначення масової витрати повітря, яке надходить у двигун внутрішнього згорання або інший споживач та перетворення масової витрати повітря в частотний або аналоговий сигнал. Він служить для визначення і корегування кількості повітря, яке надходить в циліндри двигу-

на. Датчик масової витрати повітря може застосовуватися спільно з датчиками температури повітря і атмосферного тиску, які додатково коригують його показання.

В механічних датчиках масової витрати повітря застосовувався напорний диск - спеціальна заслонка, що повертається напором повітря - датчик механічного типу. Точність вимірювання датчиків даного типу є невисокою. Механічні системи (з напорним диском) в даний час майже не застосовуються.

В даний час застосовують два типи датчиків: термоанемометричні та пневмодинамічні.

Термоанемометричний датчик заснований на зміні електричного опору нагрітої платинової нитки при охолодженні її повітрям, яке проходить повз неї (термо - теплота, анемометр - прилад для вимірювання швидкості вітру). В більшості своїй вони являють собою корпус в якому знаходиться трубка, в якій знаходиться платинова нитка. Вона підігривається до температури 300-400 ° С. Чим більше швидкість руху повітря, тим більше знижується температура нитки і змінюється її опір. Точність вимірювання досягається порівнянням опору основної нитки і контрольної, яка знаходиться поза потоком повітря. Сигнал про цю зміну опору нитки надходить через контакти термоелемента в обчислювальний пристрій (ОП), який визначає по падінню температури швидкість потоку, по температурі - щільність повітря, а за швидкістю руху і щільністю - масу повітря.

Датчик масової витрати плівкового типу. На зміну проволочним прийшли датчики з напівпровідникової плівкою. Конструкція датчика масової витрати повітря плівкового типу принципово не відрізняється від ДМВП проволочного типу. Принцип дії такий же - вимірюється зміна напруги в залежності від охолодження пластини, яке залежить від швидкості руху потоку повітря. У спеціальному каналі, який виключає вплив зворотного руху повітря у впускному колекторі, знаходиться чутливий елемент, основою якого є напівпровідникова пластина. Вона має спеціальний підігрів.

Пневмодинамічний датчик. Пневмодинамічний витратомір заміряє тиск повітря в колекторі до і після дросельної заслонки. Значення перепаду тиску дає можливість визначити швидкість руху повітря і по швидкості та щільності повітря також визначити масу повітря.

Крім датчиків тиску, до складу пневматичних датчиків входять: датчик температури (для визначення щільності повітря); датчик кута повороту дроселя.

Прохідний перетин в патрубку зі зміною кута відкриття дроселя змінюється по досить складному закону. Ця залежність закладена в пам'яті ОП. Отримавши сигнали про кут повороту дроселя, перепад тиску, температуру, ОП обчислює витрату повітря.

Застосування датчиків масової витрати повітря в системах безрозбірного діагностування двигунів внутрішнього згорання надасть можливість визначити технічний стан циліндро-поршневої групи двигунів внутрішнього згорання з значно меншими витратами часу на виконання діагностичних операцій та відповідно дозволить зменшити час простою тягового рухомого складу на ремонті, що в свою чергу дозволить підвищити ефективність експлуатації та утримання рухомого складу.

ФОРМУВАННЯ РЕМОНТНОГО ЦИКЛУ ТЕПЛОВОЗІВ З ПОДОВЖЕНИМ ТЕРМІНОМ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Автор: Дерев'янка О. Й., аспірантка кафедри «Локомотиви»

Науковий керівник: д.т.н., професор Капіца М. І.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту

імені академіка В. Лазаряна

Однією з передумов безперебійної роботи залізниць є підвищення ефективності використання локомотивів. Це передбачає пошук резервів при визначенні граничного терміну експлуатації локомотивів. З досвіду функціонування суміжних галузей промисловості, в багатьох випадках це дає значний економічний ефект.

Основна кількість локомотивного парку вичерпала призначений термін служби, про що вказано в керівних документах Укрзалізниці. Віковий стан інвентарного парку локомотивів досяг критичної межі.

У зв'язку з фізичним і моральним старінням тягового рухомого складу, важливим напрямком забезпечення експлуатаційної роботи залізничного транспорту в досяжній перспективі є раціональне використання існуючого рухомого складу в межах призначеного й подовженого термінів служби. Тому за останні роки Укрзалізниця ставить завдання інтенсивно виконувати науково-технічні розробки для збільшення термінів служби локомотивів зі збереженням показників безпеки руху та надійності.

Забезпечення подовження терміну експлуатації наявних локомотивів повинно вирішуватися шляхом дотримання оптимального співвідношення заходів з подовженням терміну експлуатації і підготовки ремонтної бази для завдань їх відновлення.

Проблемам підвищення ефективності використання локомотивів присвячені численні дослідження в нашій країні та за кордоном. В основному напрямок цих досліджень має пріоритет у визначенні оптимальної структури ремонтних циклів, впровадженні засобів діагностування в технологічні процеси обслуговування та ремонту і оцінки технічного стану до і після ремонту.

Актуальним залишається вирішення проблеми забезпечення ефективної роботи локомотивів при оптимальних витратах на технічне обслуговування (ТО) і поточний ремонт (ПР) різних обсягів, що вимагає наукового обґрунтування, як оцінки після нормативного терміну експлуатації, так і вибору тактики виконання ТО та ПР.

Задачі забезпечення ефективності використання локомотивів при подовженні терміну експлуатації повинні охоплювати рішення, що пов'язані з обґрунтуванням потужностей ремонтних дільниць і розвитком їх інфраструктури при реструктуризації локомотивного господарства.

Основним напрямком зміни системи технічного обслуговування та ремонту локомотивів протягом багатьох років являється збільшення міжремонтних пробігів. Обґрунтований і отримує все більше розповсюдження економічний критерій оптимізації пробігів, що враховує конкретні умови експлуатації. Створено методи та алгоритми розрахунку оптимальних пробігів локомотивів між плановими ремонтами їх вузлів і коригування пробігів при існуючому циклі технічного обслуговування. Як подальший розвиток існуючих методів, пропонується алгоритм вирішення задачі групування. Метою рішення задачі групування є вибір економічно обґрунтованої структури ремонтного циклу.

Завдання групування полягає в тому, щоб, змінюючи значення пробігів і об'єднуючи цим самим роботи в групи (види ремонтів), знайти таку сукупність періодичностей обслуговування тепловоза, при якій мінімізуються витрати на проведення всіх робіт протягом року.

Питання вибору можливих циклів ремонтного обслуговування, досить складне і на сьогоднішній день в загальному вигляді аналітично повністю не вирішено.

ОРГАНІЗАЦІЯ МАТЕРІАЛЬНО-ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПАСАЖИРСЬКОЇ КОМПАНІЇ

Автор: Шилько С.І., аспірант кафедри «Локомотиви»

Науковий керівник: к.т.н., доцент Очкасов О.Б.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Основною задачею матеріально-технічного забезпечення МТЗ локомотивного і вагонного господарства є задоволення потреб виробництва технічним оснащенням і матеріалами, необхідними для виконання ремонту та експлуатації. Широка номенклатура товарно-матеріальних цінностей (ТМЦ) проходить шлях від виробництва до утилізації через підприємства, об'єднані між собою різними вертикалями регулювання за філіями та регіональними філіями.

В масштабі українських залізниць таку вертикаль очолює Філіал Центр забезпечення виробництва (ЦЗВ), що оперує процесами закупівель, транспортування, зберігання і розподілення широкого спектру ТМЦ. Головний матеріальний склад ЦЗВ, що знаходиться у м. Фастів зберігає такі ТМЦ для виробництва АТ «Укрзалізниця»:

- паливо і мастильні матеріали;
- запасні частини тягового та рухомого складу;
- матеріали верхньої будови колії;
- металопродукцію;
- технологічне обладнання;
- матеріали.

В масштабах окремо взятої регіональної філії такі функції виконує структурний підрозділ Служба організації закупівель НХ. Виробничий підрозділ Головний матеріальний склад НХ, що знаходиться у с. Шевченкове (ст. Бобрик) забезпечує характерними для Південно-західної залізниці ТМЦ. Великі залізничні вузли формують територіальні відділи (ТВ МТЗ), такі як ТВ МТЗ-2 ПЗЗ, м. Козятин.

Структурна реформа Укрзалізниці передбачає організаційне та фінансове розділення оператора інфраструктури та перевізника всередині товариства з утворенням філій «Пасажирська компанія» та «УЗ- Карго», що об'єднують виробничі підрозділи не за територіальними ознаками, а за сферою діяльності.

У склад Пасажирської компанії планується вивести локомотивне депо Київ-пасажирський з передачею на баланс рейкових автобусів Південно-західної залізниці та Українську залізничну швидкісну компанію. Увесь рухомий склад призначений для пасажирського руху, має окреме спеціалізоване обладнання, що відрізняється від вантажного рухомого складу. Таким чином, постає питання організації МТЗ окремої групи підприємств, об'єднаних між собою спільними задачами, а існуючі уявлення дозволяють провести аналіз уніфікації ТМЦ для створення умов функціонування.

Отже, Пасажирська компанія буде представлена такими підрозділами: локомотивним ремонтно-експлуатаційним депо Київ-пасажирський (ТЧ-1, ПЗЗ), вагонним ремонтно-експлуатаційним депо Київ-пасажирський (ПКВЧД-1) та технічною пасажирською станцією (ТПС-Дарниця), а її рухомий склад призначений для пасажирського, приміського та швидкісного руху, зазначений у Таблиці 1.

Таблиця 1 "Вибіркові позиції уніфікованих вузлів рухомого складу"

Уніфіковані позиції	Електровози		Електропоїзди			Дизель- поїзди		Вагони	
	ДС3	ЧС4/8	ЕКр1	НRC2	ЕJ 675	ДпКр2/3	620/6 30М	Пас.	МПЛ Т
Струмopриймачі	•	•	•	•	•				
Дизельний двигун та гідропередача						•	•		
Електроапарати > 1кВ	•	•	•	•	•			•	•
Мікропроцесорна система діагностики та управління	•		•	•	•	•	•	•	•
Компресорні установки	•	•	•	•	•	•	•		
СА-3 і поглинаючий апарат	•	•	•			•	•	•	•
Зчпний пристрій Шарфенберга/ жорсткий			•	•	•	•			•
Повітророзподільники 292/305	•	•	•			•		•	•
Гальмівні колодки (бандаж)	•	•						•	
Гальмівні колодки (диск)			•	•	•	•	•	•	•

З отриманих даних можна зробити висновок про рівень уніфікації існуючого рухомого складу. Завдяки уніфікованим вузлам, схожим технологіям ремонту та обслуговування, експлуатації виникає можливість створення єдиної ремонтної, експлуатаційної та матеріально-технічної бази, що дозволить зменшити витрати на виробничі процеси та збільшити продуктивність роботи.

Основні виробничі потужності Пасажирської компанії: локомотивне, вагонні і депо швидкісного рухомого складу будуть концентруватися в м.Києві на відстані 15 км, а існуючі потужності МТЗ на відстані 50 і 70 км. Створення єдиної матеріальної бази в межах підприємств Пасажирської компанії може зменшити витрати на зберігання, логістику, виключити дублюючі організації за рахунок перехресного забезпечення, а збільшення відсотку уніфікації як ТМЦ, так і виробництва дозволить створити єдину ремонтну базу.

З метою підвищення ефективності виробництва Пасажирської компанії необхідно:

- Організувати єдину вертикаль управління підпорядкованими підприємствами.
- Об'єднати та оптимізувати ремонтну базу під спільні потреби виробничих підрозділів.
- Створити єдину уніфіковану базу МТЗ.
- Обладнати виробничі підрозділи складськими терміналами.
- Розподілити ТМЦ між складами виробничих підрозділів, виходячи з максимальної релевантності для кожного підрозділу.
- Налаштувати логістичні процеси між складами єдиної бази МТЗ.
- Створити єдиний закупівельний механізм ТМЦ.
- Збільшити частку уніфікації в технологіях матеріалів та ремонту.

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИК РАЦІОНАЛЬНОЇ ВИТРАТИ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА ТА ЕНЕРГОРЕСУРСІВ НА ТЕПЛОВОЗІ ЧМЭЗ В МАНЕВРОВІЙ РОБОТІ

Автор: Герасимов А.О., аспірант кафедри «Локомотиви»
Науковий керівник: д.т.н., професор Капіца М.І.
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Парк тепловозів України є одним із найстаріших в Європі. Через зношеність локомотивів залізничники вимушені частіше здійснювати позапланові ремонти тягового рухомого складу (ТРС), що значно збільшує експлуатаційні витрати. Тому застосування ефектив-

них технологій для значного подовження терміну служби, а також вдосконалення режиму ведення поїздів, або здійснення маневрової роботи з найбільшою ефективністю – є досить актуальним питанням на сьогоднішній день. Ефективність використання енергетичних ресурсів на залізничному транспорті промислового підприємства визначається не тільки конструкцією технічних засобів, але й організацією всього перевізного процесу, умовами обслуговування локомотивів та їх технічним станом. Вплив різних факторів на витрату палива транспортним засобом теоретично й експериментально досліджувався багатьма авторами. До таких факторів належать профіль ділянки обігу, опір руху, температура зовнішнього повітря, маса поїзда, швидкість руху, серія локомотива та ін. У зв'язку з актуальністю питання економії та обліку енергоресурсів на залізничному транспорті промислового підприємства важливе значення мають нормування та облік витрат палива локомотивами, а також застосування локомотивів з поліпшеними характеристиками.

Безперервний контроль параметрів тепловозів в експлуатації є одним з найважливіших способів підвищення їх експлуатаційної економічності. Експлуатаційна економічність досягається також за рахунок удосконалення нормування витрат палива на підставі об'єктивної інформації щодо режимів роботи тепловоза і витрат палива під час експлуатації, підвищення надійності роботи силової установки внаслідок своєчасного виявлення і попередження аварійних режимів роботи, покращення технічного й теплотехнічного стану тепловоза. Основний обсяг перевезень на промислових підприємствах виконується маневровими тепловозами, які до теперішнього часу не обладнані повною мірою приладами автоматизованого обліку витрат палива.

Для визначення розрахункового значення величини витрат палива існує велика кількість методів. Розрахунково-аналітичні методи базуються на законах збереження і перетворення енергії при таких допущеннях: ідеалізація процесу руху при виконанні маневрових операцій, постійність тяговоенергетичних характеристик маневрових локомотивів під час експлуатації, додавання коефіцієнта впливу експлуатаційних факторів. Розрахунково-статичні методи базуються на математичній обробці тяговоенергетичних випробувань, первинної і періодичної звітності. Експлуатаційні методи базуються на висновках багаторічної роботи та досвіду груп локомотивних депо.

Експлуатаційна економічність в умовах промислового підприємства досягається на основі інформації про режими роботи тепловозів і витрат палива в експлуатації. Способи отримання такої інформації різні і визначаються завданням і фінансовими можливостями. Модернізацію тепловозного парку слід проводити за рахунок зміни застарілих дизелів на нові дизелі Д49. Отримуючи дані за результатами теплотехнічних випробувань сімейства дизелів типу Д49, можливе уточнення розрахункового методу нормування витрат палива тепловозами в експлуатації.

ПІДСЕКЦІЯ «ТЕОРЕТИЧНА ТА БУДІВЕЛЬНА МЕХАНІКА»

**ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ НА РОЗРИВ ЕЛЕКТРОЛІТИЧНИХ
МЕТАЛЕВИХ ПЛІВОК**

Автор: Недбаєвська М. І., студентка групи ПМ20130
Науковий керівник: к. ф.-м. н., доцент Титаренко В. В.
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

До робочих поверхонь деталей і конструкцій залежно від умов експлуатації ставляться певні вимоги щодо різних властивостей (твердості, зносостійкості, тріщиностійкості, корозійної стійкості та ін.). Функціональні властивості поверхонь саме і визначають експлуатаційну надійність деталей і конструкцій. Унікальні властивості поверхні забезпечуються матеріалом покриття або нового структурного стану приповерхневих шарів матеріалу деталі. Ці задачі розв'язуються методами інженерії поверхні. Використання вуглецевих наноматеріалів в якості зміцнюючих добавок дозволяє отримувати композиційні покриття, які мають ряд експлуатаційних переваг, наприклад, таких як, покращена зносостійкість, підвищена твердість та корозійна стійкість.

Високопродуктивні екологічно безпечні технологічні процеси нанесення композиційних покриттів затребувані для виробів машинобудування, автотранспортної галузі, наноелектроніки, електрохімічної енергетики. В даний час проводиться безліч досліджень вуглецевих нано-функціональних матеріалів, які можуть використовуватися як антикорозійні покриття; покриття, що проводять електричний струм; вогнетривкі покриття; покриття, що екранує електромагнітне випромінювання; звукопоглинальне покриття і т. д. Серед технологій осадження речовини на підкладку з розчинів особливо ефективно електролітичне осадження, що забезпечує широкі можливості управління формуванням структури і властивостей покриттів.

Дана робота присвячена визначенню міцності на розрив електролітичних металевих плівок при статичному навантаженні зразка. Мета роботи: визначення межі міцності зразка при розтягуванні до моменту його розриву. В роботі використовувались зразки (електролітичні плівки чистого нікелю та композиційні електролітичні нікелеві плівки, що містять нановуглецевий матеріал) з розмірами: товщина 18-20 мкм; ширина 5 мм; довжина 3 см. Мінімальну площу поперечного перерізу (S_{\min}) зразка при центральному розтягуванні визначали за відношенням максимальної поздовжньої сили (F_{\max}) (максимального навантаження), яку здатний витримати зразок, до допустимого напруження (σ) (межі міцності) $S_{\min} \geq F_{\max}/\sigma$.

Випробування на розтягування проводили на установці, на якій захват зразка (металевої плівки) здійснювався за допомогою струбцин. Для створення зусилля, розтягування проводилось обертанням гвинта, зв'язаного з нижнім захватом. Це зусилля через зразок, верхній захват передавалось пружині динамометру з максимальним зусиллям навантаження 0,1 кН.

Міцність зразків при центральному розтягуванні оцінювали за співвідношенням поздовжньої сили до площі поперечного перерізу зразка $\sigma_{\max} = F_{\max}/S$.

Вимірюване значення межі міцності для композиційних електролітичних плівок нікелю, в залежності від умов отримання, складає 580-740 МПа при товщині мікрочарів ~1 мкм і загальній товщині покриття 18-20 мкм, що на 20-38% перевищує міцність електролітичних нікелевих покриттів.

Отже, електролітичні композиційні покриття, що містять нановуглецевий матеріал, рекомендується використовувати у якості зміцнюючого покриття для деталей машин і апаратів з метою збільшення терміну служби.

ЗАГАЛЬНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ВИКОРИСТАННЮ ПРОГРАМНИХ КОМПЛЕКСІВ, ЯКІ РЕАЛІЗУЮТЬ МЕТОД СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Автори: Момот Д. О., Олійник А. І., студенти групи ПБ1811

Науковий керівник: к. т. н., доцент Костриця С. А.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Метод скінчених елементів (МСЕ) - основний метод сучасної будівельної механіки, що лежить в основі переважної більшості сучасних програмних комплексів, призначених для виконання розрахунків на міцність, жорсткість та стійкість конструкцій на ЕОМ.

Тому знання основ методу скінчених елементів і сучасних програмних комплексів, що дозволяють на його основі вирішувати різноманітні завдання, в наш час для інженера є абсолютно необхідним.

Сьогодні МСЕ є потужним інструментом інженерного аналізу завдяки створенню пакетів комп'ютерних програм, які не тільки реалізують обчислювальний процес МСЕ, а й мають зручний інтерфейс для введення вихідних даних, контролю процесу обчислень і обробки результатів розрахунку. Один з таких програмних комплексів «SCAD» використовується у навчальному процесі університету.

Розрахунок конструкції за МСЕ з використанням будь якого програмного комплексу можна умовно розбити на певні етапи:

1. Побудова розрахункової моделі

Розрахунок будь-якої конструкції починається з спроби встановити, що саме в даному випадку є істотним, а чим можна знехтувати. Реальна конструкція, звільнена від усіх несуттєвих особливостей і представлена в зв'язку з цим в деякій ідеалізованій формі, носить назву розрахункової моделі (3D моделі).

2. Дискретизація розрахункової моделі

Наступним етапом підготовки до розрахунків за МСЕ при використанні будь якого програмного комплексу є дискретизація розрахункової моделі, тобто її розбивка на окремі частини – скінчені елементи, що з'єднуються між собою у вузлах. Сукупність з'єднаних між собою і прикріплених до основи скінчених елементів утворює розрахункову схему, або так звану скінчено- елементну модель конструкції.

Загальних рекомендацій щодо вибору оптимального рівня дроблення системи на скінчені елементи не існує. Тому на цьому етапі розрахунків доводиться покладатися, головним чином, на досвід і результати деяких контрольних розрахунків, виконаних для однієї і тієї ж конструкції при різних сітках розбиття на скінчені елементи.

3. Накладення граничних умов та завдання навантаження.

Завдання граничних умов – також один з відповідальних етапів скінчено-елементного аналізу. Цей етап моделювання необхідний для того, щоб забезпечити відповідність переміщень вузлів моделі аналогічним вузлам натурної конструкції. Тут мають бути вказані обмеження, накладені на конструкцію в'язями.

4. Завдання геометричних характеристик СЕ та механічних характеристик матеріалу

На цьому етапі розрахунку повинні бути задані площі і моменти інерції одновимірних скінчених елементів (балки, стержні), товщини двовимірних скінчених елементів (пластини, оболонки), а також механічні характеристики матеріалу (модуль пружності, коефіцієнт Пуасона, щільність).

Виконання цього етапу, як і завдання зовнішнього навантаження, не має суттєвих особливостей і залежить тільки від інтерфейсу програмного комплексу який використовується для розрахунку.

Наведені в роботі загальні рекомендації по застосуванню МСЕ проілюстровано прикладами реальних розрахунків.

Наприкінці слід зауважити, що помилки можуть виникати на різних стадіях підготовки до скінчено-елементного аналізу і в незалежності від того, на якому етапі допущено помилку, це приведе до невірному результату.

ВИБІР ВИДУ СКІНЧЕНО-ЕЛЕМЕНТНОЇ МОДЕЛІ КОНСТРУКЦІЇ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ЇЇ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ

Автори: Константинов Р. Б., студент групи МТ2021,

Вотченко Д. Ю., студентка групи МТ 2022

Науковий керівник: к. т. н., доцент Костиця С. А.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Однією з найважливіших задач, яка стає перед інженером під час проектування будівельної конструкції є оцінка її міцності під дією нормативних та експлуатаційних навантажень.

При виконанні інженерних розрахунків, пов'язаних з аналізом міцності конструкцій, на практиці використовують як аналітичні, так і чисельні методи. Застосування аналітичних методів вимагає високого рівня математичної підготовки інженера. Крім того, як правило, аналітичні розрахунки дозволяють отримати рішення задач для тіл, що мають досить просту геометричну форму і схему навантаження. У той же час, застосування чисельних методів, до яких відноситься метод скінчених елементів (МСЕ), не обмежене ні складністю геометрії тіла, ні способами прикладання навантажень.

Діапазон застосування МСЕ надзвичайно широкий від будівництва і машинобудування до різноманітних задач математичної фізики. Метод скінчених елементів, як і багато інших чисельних методів, заснований на представленні реальної конструкції її дискретною моделлю і заміні диференціальних рівнянь, що описують напружено-деформований стан суцільних тіл, системою алгебраїчних рівнянь. Разом з тим МСЕ допускає ясну геометричну, конструктивну і фізичну інтерпретацію.

Суть методу полягає в тому, що область, яку займає конструкція, розбивається на деяке число малих, але кінцевих за розмірами підобластей. Останні носять назву скінчених елементів (СЕ), а сам процес розбивки - дискретизацією.

В залежності від типу конструкції і характеру її деформації можуть використовуватися стержньові, пластинчасті та об'ємні скінчені елементи.

В даній роботі наведено аналітичний розрахунок двотаврової сталеві балки та її чисельний розрахунок методом скінчених елементів із застосуванням різних типів скінчено-елементних моделей.

Розрахунки за МСЕ виконані з використанням обчислювального комплексу SCAD, який використовується в навчальному процесі університету.

Чисельні розрахунки балки за МСЕ проведено з використанням розрахункових моделей з застосуванням скінчених елементів у вигляді стержнів, у вигляді пластин та об'ємних елементів.

Результати розрахунків (максимальний прогин та максимальні напруження) з використанням означених скінчено-елементних моделей порівняно між собою та з результатами аналітичних розрахунків.

Порівняння отриманих результатів показало, що максимальні напруження в центральній частині балки практично однакові при усіх видах розрахунків, але величини максимальних прогинів значно відрізняються.

Значна різниця у величині максимальних прогинів пояснюється тим, що в місцях розташування опор мають місце значні місцеві деформації, які не враховуються при аналітичному розрахунку та при використанні стержньових СЕ, а також тим, що при аналітичному визначенні прогину з використанням інтеграла Мора не враховувалися деформації зсуву.

В результаті аналізу отриманих в роботі результатів зроблено висновок про те, що при розрахунках складних інженерних конструкцій, для отримання найбільш достовірних результатів, необхідно використовувати моделі побудовані з застосуванням пластинчатих або об'ємних СЕ.

Аналітичні розрахунки та розрахунки за МСЕ з використанням стержньових СЕ доцільно використовувати тільки для приблизної оцінки результатів.

ОДИН ЗІ СПОСОБІВ ВИЗНАЧЕННЯ ГОЛОВНИХ НАПРУЖЕНЬ ПРИ ПЛОСКОМУ НАПРУЖЕНОМУ СТАНІ ЗА ДОПОМОГОЮ РОЗЕТКИ ДЕФОРМАЦІЙ

Автор: Прус Н. В., студент групи АГ1911

Науковий керівник: к. т. н., доцент Урсуляк Л. В.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Для визначення міцності рухомого складу під час випробувань застосовують тензорезистори, за допомогою яких спочатку визначають деформації, а потім через відомі значення деформацій визначають значення головних напружень. Найбільш сучасними видами виміру деформацій у конструкціях є електричні способи, які набули в теперішній час величезного розвитку, і відтіснили на другий план усі механічні способи.

Найбільше поширення одержав спосіб, заснований на застосуванні дровових тензорезисторів (датчиків омичного опору). Зміна опору датчиків при деформації деталі становить дуже мале значення, тому для вимірів застосовуються електромостові схеми включення датчиків, що забезпечують ресстрацію розбалансу (зміна опору, спричиненого деформацією) мосту у вольтах. Слід помітити, що розрахункове визначення масштабного коефіцієнта датчика не дає необхідної точності, тому він звичайно визначається за допомогою тарування. При проведенні тарування датчики з однієї партії вибірково наклеюються на зразок для розтягання або балку для згинання, деформації яких можна досить точно розрахувати або виміряти механічними тензометрами. Зіставляючи ці деформації з показаннями датчика, можна визначити його масштабний коефіцієнт. Визначивши деформації деталі, можна за допомогою закону Гука перейти до напружень.

При складному навантаженні, коли напрямок головних деформацій заздалегідь невідомий, застосовують так звані розетки датчиків (деформацій), які дозволяють виміряти деформації в трьох довільних напрямках. По визначених величинах деформацій можна розрахувати значення і напрямок головних деформацій, а також значення головних напружень.

Нехай нам відомі три напрямки прямокутної розетки датчиків. Основними осями, стосовно яких визначається напрямок головних деформацій, є осі X і Y . Звичайно при наклеюванні датчиків у прямокутну розетку два датчики встановлюють вздовж двох взаємно перпендикулярних осей, а напрямок третього датчика співпадає з бісектрисою прямого кута.

В курсі «Опір матеріалів» студенти виконують лабораторну роботу, в якій в заданій точці двотаврової балки, розташованої на двох опорах, визначають головні напруження через деформації, які визначені під час експерименту.

Вимірювання деформацій проводиться за допомогою розетки деформацій, яка розміщена у заданій точці по висоті двотаврового поперечного перерізу, який знаходиться на відстані від лівої опори. Знаючи значення деформацій за трьома напрямками, треба визначити спочатку кутову деформацію, а потім величини головних деформацій та .

В даній роботі пропонуються аналітичні вирази, за допомогою яких значення головних деформацій, а потім неголовних нормальних та головних напружень можна визначити безпосередньо за допомогою величин, які визначені під час експерименту.

Для контролю отриманих експериментальних результатів застосовуються відомі формули опору матеріалів з розділу «аналіз плоского напружено-деформованого стану в точці».

Порівняння отриманих експериментальних даних з результатами аналітичних розрахунків показало їх добру збіжність.

ВИПРОБУВАННЯ НА МІЦНІСТЬ КОРПУСУ РЕДУКТОРА ЗВАРНОГО ДЛЯ КОЛІСНИХ ПАР ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ СЕРІЙ EP2P, EP2T, EP9

Автори: Білецький М. Р., студент групи ЛГ1911,

Гладкий Д. В., студент групи ЛГ19120

Науковий керівник: ст. викладач Федоров Є. Ф.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Корпус редуктора колісних пар електропоїздів призначений для розміщення деталей передач, захисту їх від впливу зовнішньої середовища і забезпечення системи змащування. Корпус редуктора сприймає сили, які виникають в зубчастому зачепленні редукторної пари.

Досвід експлуатації моторвагонними депо України електропоїздів серій EP2P, EP2T, EP9T з корпусами тягових редукторів литої конструкції показав, що їх певна кількість була зруйнована. У більшості випадків причиною руйнувань є накопичення пошкоджень від втоми як через неякісне виготовлення литих конструкцій, так і наявність отворів для з'єднання половин корпусу. Такі випадки спостерігалися в електропоїздах подібних серій, які експлуатуються і на залізницях стран колишнього СНД. Враховуючи те, що поїзди вказаних серій зараз є досить поширеними на залізницях України, спеціалістам ТОВ «СПЕЦКРАН» було розроблено та затверджено відповідним чином Технічне завдання «Корпус редуктора зварний для колісних пар електропоїзда серії EP2P, EP2T, EP9T» КР.00.000 ТЗ» та виготовлено дослідний зразок корпусу редуктора КР.00.000.

Корпус дослідного редуктору є зварною конструкцією та призначений для заміни литих частин (верхньої та нижньої) корпусів редукторів, які використовуються на електропоїздах серії EP2P, EP2T, EP9T підрозділами АТ «Укрзалізниця».

Верхня та нижня частини корпусу редуктора представляють собою зварні конструкції виготовлення яких здійснюється у відповідності до конструкторської документації.

Метою дослідження є впровадження корпусів тягових редукторів зварної конструкції в експлуатацію на електропоїздах серій EP2P, EP2T, EP9T.

Для реалізації зазначеної мети було необхідно: провести теоретичні дослідження напружено-деформованого стану корпусу тягового редуктора шляхом моделювання; виконати експериментальну оцінку рівнів напружень та встановити відповідність показників міцності вимогам діючих нормативних документів України.

Теоретичні дослідження напружено-деформованого стану корпусу тягового редуктора шляхом моделювання виконаний з використанням програмного комплексу SOLIDWORKS SIMULATION, який реалізує метод скінчених елементів. 3D модель корпусу редуктора надана Замовником (ООО «СПЕЦКРАН»). Оцінка міцності конструкції корпусу редуктора виконана згідно з вимогами діючих нормативних документів України.

Випробування корпусу редуктора на міцність проводились на території моторвагонного депо м. Харків. Для визначення напружень виникаючих в корпусі редуктора від передачі максимального тягового моменту були реалізовані рушання в обох напрямках електропоїздом з вимкненими силовими установками в усіх вагонах, крім дослідного.

Конструктивні елементи корпусу редуктора при дії експлуатаційних навантажень знаходяться в умовах складно-напруженого стану, тому у найбільш навантажених зонах, які визначалися за результатами розрахунків, були встановлені розетки деформацій. В результаті обробки даних розеток деформацій, у кожній вимірювальній точці визначались максимальні напруження та проводився розрахунок коефіцієнту запасу втомної міцності.

НАУКОВІ ВІДКРИТТЯ ГАЛІЛЕО ГАЛІЛЕЯ

Автор: Недбаєвська М. І., студентка групи ПМ20130

Науковий керівник: к. т. н., доцент Колбун В. В.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Галілео Галілей – італійський фізик, механік і астроном, один із засновників природознавства Нового часу. Він народився 15 лютого 1564 року в Пізі, в родині, що належала до знатного, але збіднілого роду.

У дитинстві Галілей захоплювався конструюванням механічних іграшок, майстрував діючі моделі машин, млинів і кораблів. Як розповідав згодом один із його учнів, Галілей ще в юності відрізнявся рідкісною спостережливістю, завдяки якій зробив своє перше відкриття: спостерігаючи коливання люстри в Пізанському соборі, встановив закон ізохронності коливань маятника (незалежність періоду коливань від величини відхилення).

1581 року за наполяганням батька Галілео вступив до Пізанського університету, де мав вивчати медицину. Однак лекції в університеті відвідував нерегулярно, надаючи перевагу самостійним заняттям з геометрії та практичної механіки. У цей час він уперше ознайомився з фізикою Аристотеля, з роботами Евкліда й Архімеда. У Пізі Галілей пробув чотири роки, а потім залишив університет і повернувся до Флоренції. Тут він знайшов вчителя математики Остіліо Річчі, який на своїх заняттях обговорював не тільки суто математичні проблеми, а й застосовував математику до практичної механіки, зокрема до гідравліки.

У той же час Галілей знайомиться із маркізом Гвідо Убальдо дель Монте, автором підручника з механіки. Монте оцінив видатні здібності молодого вченого. За його рекомендацією в 1589 році Галілей отримав посаду професора математики в університеті. Під час перебування на кафедрі Галілей готує працю «Про рух», у якій уперше висуває аргументи щодо хибності вчення Аристотеля про падіння тіл.

Аристотель стверджував, що швидкість падіння тіл пропорційна їх вазі. Це твердження викликало сумніви, а проведені Галілеєм в присутності численних свідків спостереження за падінням із Пізанської вежі куль різної ваги, але однакових розмірів, наочно спростовували його. У цих дослідах ним зроблена спроба виміряти прискорення вільного падіння тіл. Отримане значення $g = 4,8 \text{ м/с}^2$, відрізнялося майже в два рази від дійсного, що пов'язано було з неможливістю точно визначити час, який Галілей вимірював або за витіканням струменя води або за власним пульсом.

У 1591 році Галілей став керувати кафедрою математики в університеті міста Падуя. З цього часу він упритул підходить до вивчення законів динаміки, досліджує механічні властивості матеріалів, винаходить перший із фізичних приладів для дослідження теплових процесів – термоскоп, удосконалює підзорну трубу і першим пропонує використовувати її для астрономічних спостережень, а також стає найактивнішим прихильником системи Коперника.

Найважливішим досягненням Галілея в динаміці було формулювання принципу відносності, який став підґрунтям сучасної теорії відносності. Відмовившись від уявлень Аристотеля про рух, Галілей дійшов висновку, що рух (мова йде тільки про механічні процеси) відносний, тобто не можна говорити про рух без уточнення, стосовно якого «тіла відліку» він відбувається. Йому належать також основні роботи про рух тіла по похилій площині; про рух тіла, кинутого під кутом до горизонту тощо.

Перші повідомлення про винахід в Голландії підзорної труби дійшли до Венеції вже в 1609 році. Зацікавившись цим відкриттям, Галілей удосконалив прилад і у січні 1610 року спрямував побудований ним телескоп (приблизно з 30-кратним збільшенням) на небо та помітив біля планети Юпітер три світлі точки: це були супутники Юпітера (пізніше Галілей виявив і четвертий). Повторюючи спостереження через певні інтервали часу, він переконався, що супутники обертаються навколо Юпітера. Це слугувало наочною моделлю кеплерівської системи, переконаним прихильником якої зробили Галілея роздуми і досвід. Винахід телескопа дозволив виявити фази Венери і переконатися, що Чумацький Шлях складається з величезної кількості зірок. Галілей відкрив явище сонячних плям і, спостерігаючи за їх переміщенням, пояснив це обертанням Сонця.

У 1613 році його учень, абат Кастеллі, повідомив, що піднято питання про несумісність відкриттів Галілея зі Святим Письмом. У своєму листі Галілей дав розгорнуту відповідь на звинувачення, здійснивши спробу чітко розмежувати сфери науки і церкви.

У березні 1616 року конгрегація єзуїтів випустила декрет, у якому було оголошено вчення Коперника єретичним. Ім'я Галілея в декреті не було назване, але приватно йому було наказано здійснити покаєння церкви та відмовитися від своїх поглядів. Галілей формально підкорився наказу і вимушено змінив тактику – продовжував обережно збирати докази на користь учення Коперника. 1632 року була опублікована його праця «Діалоги про дві найважливіші системи світу – Птолемееву і Коперникову», яка була написана у вигляді бесід: три персонажі обговорюють різні аргументи на користь двох систем світобудови – геоцентричної і геліоцентричної. Автор не бере сторону жодного зі співрозмовників, але не залишає сумнівів, що переможцем у дискусії є коперніканець.

Невдовзі Галілей на вимогу інквізиції прибув до Риму, де проти нього розпочався процес. Його змушують підписати зречення і на колінах вимолювати публічне покаєння. Церковники не могли припустити, що Сонце «заплямоване». Більше того, вони поширили чутки про те, що один із героїв «Діалогу» своїми фразами був схожий на Папу Римського. Галілея заарештовують і визнають «дуже запідозреним у ересі».

У червні 1633 року відбувся акт судилища над Галілеєм в церкві Святої Марії, де він у покаєнному вбранні, стоячи на колінах, заслухав вирок. За цим вирокком він підлягав ув'язненню під домашній арешт, де протягом трьох років сім раз на тиждень повинен був співати церковні псалми. Далі Галілею вручили текст зречення, який він мав прочитати виразно і голосно. Принизливий акт зречення справив важке враження.

Існує легенда, за якою, піднімаючись з колін після зречення, він сказав: «А все-таки вона крутиться!» Насправді цього не було. Мабуть, легенда виникла від того, що і після зречення Галілей не був зломлений і до кінця свого життя підтримував теорію Коперника.

Цікаво, що тільки в 1971 році католицька церква скасувала рішення про засудження Галілея, яке в цілому тривало 338 років.

Аж до 1637 року, навіть втративши зір, Галілей продовжував працювати і завершив підготовку книги «Бесіди і математичні докази, що стосуються двох нових галузей науки... механіки і законів падіння». Ця праця підсумувала думки Галілея щодо різних проблем фізики: вона містила основні положення динаміки, що мали величезний вплив на розвиток фізичної науки в цілому.

У 1638 році він повністю осліп. Оточений учнями, Галілей продовжував працювати над додатками до «Бесід». Помер Галілей 8 січня 1642 року. У 1737 році була виконана його остання воля – прах був перенесений у Флоренцію, до церкви Санта-Кроче, де і був похований поряд із Мікеланджело.

ЗНАХОДЖЕННЯ ВЕЛИЧИНИ МАКСИМАЛЬНОГО КУТА ДРОБЛЕННЯ РУДИ МІЖ ЩОКАМИ В КОНУСНИХ ЩОКОВИХ ДРОБАРКАХ

Автор: Шалаєв В. О., студент групи МТ2012
Науковий керівник: к. т. н., доцент Янгулова О. Л.
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Витягнуті з земних надр руди в більшості випадків не можуть бути безпосередньо використані в металургійному виробництві і тому проходять складний цикл послідовних операцій підготовки до доменної плавки.

Вся видобута руда проходить насамперед стадію первинного дроблення, так як величина великих шматків і брил при видобутку набагато перевищує розмір шматка руди, максимально допустимий за умовами технології доменної плавки.

Первинне дроблення здійснюється за допомогою щокової дробарки. Щекова дробарка - машина для механічного руйнування шматків твердого матеріалу шляхом роздавлення між двома плоскими поверхнями з метою доведення їх розмірів до необхідної крупності. Щокова дробарка складається з станини, частиною якої є нерухома щока. Рухома щока шарнірно підвішується до вала і, навперемінно повертаючись навколо своєї осі на невеликий кут, то наближається, то віддаляється відносно нерухомої щоки. При зближенні щік шматки матеріалу дробиться.

Знайдемо величину максимального кута α між щоками конусної дробарки при якому можливо дроблення, для чого руда не повинна видавлюватися вгору.

При цьому кут тертя між шматком руди і щоками дробарки дорівнює φ .

Спочатку визначимо які сили діють від шматків твердого матеріалу (руди) на щоки щокової дробарки. Це є нормальна реакція двох щік від руди $N_{\vec{1}}$, $N_{\vec{2}}$, а також сила тертя $F_{\vec{1}}$, $F_{\vec{2}}$ від шматків руди. Сила тертя повинна бути менше або дорівнювати добутку коефіцієнту тертя f на силу нормальної реакції. Так як під дією сил $N_{\vec{1}}$, $N_{\vec{2}}$ шматок руди видавлюватиметься вгору, то додані до нього сили тертя $F_{\vec{1}}$, $F_{\vec{2}}$ будуть спрямовані уздовж щік вниз. При цьому вагою руди знехтуємо, зважаючи на малих розмірів шматка руди.

Отже, шматок роздавленою руди перебувати в рівновазі під впливом вище названих сил, тобто сил тертя $F_{\vec{1}}$, $F_{\vec{2}}$ та сил нормальної реакції $N_{\vec{1}}$, $N_{\vec{2}}$,

Таким чином сума проекції цих сил на будь яку вісь повинна бути дорівнювати нулю. Але за осі проекції сил необхідно вибрати напрямлення вздовж площини щік. При цьому в кожне рівняння рівноваги треба враховувати сили, які розташовані на двох площинах щік дробарки.

Вирішуємо систему рівнянь з урахуванням того, що сума сил тертя $F_{\vec{1}}$, $F_{\vec{2}}$ повинна бути або менше або дорівнювати добутку коефіцієнта тертя та сил реакції площин щік дробарки.

Таким чином отримуємо функціональну залежність між кутом тертя φ і кутом α між щоками конусної дробарки. Використовуючи тригонометричні формули перетворення отримаємо остаточну відповідь. Отже, максимальна величина кута, при якому руда не буде видавлюватиметься вгору, дорівнює подвоєному куту тертя.

Треба відзначити, що наведене рішення задачі можна спростити, якщо за вісь проєкції прийняти бісектрису кута α . Тоді достатньо скласти тільки одне рівняння рівноваги на цю вісь.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ ТА ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ НА СТАН ЛЮДИНИ

Автор: Зеленько Д. М., студентка групи ПЗ1911

Науковий керівник: к. т. н., доцент Недужа Л. О.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

На сучасному етапі для забезпечення безпеки руху перед залізничним транспортом поставлені основні завдання, серед яких оновлення парку рухомого складу нового покоління, який би відповідав чинним європейським екологічним нормам; підвищення рівня безпеки руху; використання енергозберігаючих технологій тощо. В умовах реалізації заходів щодо підвищення швидкостей руху необхідним є, зокрема, і аналіз характеристик віброзахисту та вирішення проблем підвищення безпеки руху. Як відомо, залізничний транспорт пов'язаний з проявом ряду шкідливих факторів, що негативно впливають як на працівників, так й на навколишнє середовище. Зокрема, тривала вібрація завдає великої шкоди здоров'ю людини – порушення серцевої діяльності, нервової системи, чутливості шкіри, кровообігу, з'являються деформації м'язів, галюцинації, погіршення зору, порушення вестибулярного апарату, швидка втомлюваність, спазм судин, зміни у суглобах, працівник передчасно втомлюється, при цьому продуктивність його праці знижується та ін.

На всіх підприємствах, що обслуговують експлуатаційний процес та безпосередньо рухомий склад залізниць, джерелами вібрацій є різні механізми та їх елементи. Вібрація, що виникає при дії цих установок може сприйматися безпосередньо діючим органом (так звана місцева вібрація) або передаватися через перекриття (вібрація загального дії або вібрація робочого місця). Результат дії вібрації залежить від її амплітуди та частоти. Особливо шкідлива вібрація з частотами, близькими до частот власних коливань тіла людини. Вплив вібрації на людину-оператора (локомотивна бригада) класифікується за способом передачі вібрації на людину, за напрямком дії вібрації та за часовою характеристикою вібрації тощо. Тому показники вібраційного навантаження на оператора, повинні формуватися з таких параметрів, як віброприскорення (віброшвидкість); діапазон частот; час впливу вібрації.

Джерелами вібрації на рухомому складі є двигуни і власні коливання окремих складових частин самого рухомого складу. Характер коливань, величина поштовхів, їх жорсткість залежать від типу та навантаженості машини або вагона, характеру покриття дороги або стану колії, швидкості руху і т.п. Величина віброколивань в залізничних вагонах залежить від багатьох факторів, наприклад, вагоме значення має місце розташування вагона, оскільки вібрація помітно збільшується в міру віддалення від локомотива, при цьому значно посилюються горизонтальні коливання.

Вплив окремих характеристик вібрації на організм не однаковий. Наприклад, для виникнення вібраційної хвороби вирішальне значення має частота коливань, в той час як вестибулярний апарат найбільше чутливий до змін величини прискорення. У виробничих умовах доводиться мати справу не з простими гармонійними коливаннями, а з вібраціями більш складного характеру, що представляють собою довільну комбінацію різних частот.

Тому, для оцінки та зменшення негативного впливу вібрацій різного характеру на працездатність та фізіологічний стан людини треба проводити дослідження вібрації рухомого складу залізниць та їх елементів. Що можливо тільки при цілеспрямованому впровадженні спеціальних, технологічно обґрунтованих заходів, які спрямовані на покращення: – здо-

ров'я членів локомотивних бригад, пасажирів, працівників, мешканців прилеглих територій залізниці; – екологічних показників на залізничному транспорті.

ВИВЧЕННЯ ВПЛИВУ ШУМУ ВІД ЗАЛІЗНИЦЬ

Автор: Зеленько Д. М., студентка групи ПЗ1911

Науковий керівник: к. т. н., доцент Недужа Л. О.

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

В розвитку економіки держави роль транспорту залишається однією зі значних і основоположних. Успіх перевезень на залізницях значною мірою визначається достатньою кількістю та надійністю рухомого складу, що експлуатується. Тому перед залізничним транспортом постають основні стратегічні завдання, серед яких: збільшення маси вантажних поїздів й осьових навантажень вантажних локомотивів; підвищення рівня безпеки руху, зниження аварійності; оновлення парку рухомого складу нового покоління, який би відповідав чинним європейським екологічним нормам. Разом з цим, одним з сучасних пріоритетних напрямків розвитку транспортних систем є забезпечення ефективності та якості експлуатаційного процесу з урахуванням ергономічних та екологічних вимог.

Водночас, офіційною статистикою підтверджено, що найбільш значним джерелом шуму на селітебній території є транспорт. Незважаючи на якісні зміни в рухомому складі, що сприяють зниженню шуму від кожного окремого транспортного засобу, збільшення загальної інтенсивності руху в містах негативно позначається на акустичному комфорті територій, що прилягають до магістралей.

Основні джерела шуму на залізничному транспорті прийнято класифікувати наступним чином: шум локомотива поїзда (тяговий шум); шум, створюваний вібраціями кочення; шум від ударів коліс вагонів в контакт з рейками; аеродинамічний шум під час руху поїзда, який залежить від швидкості і складу вагонів. На рівень шуму від потоку залізничного транспорту впливають такі фактори, як інтенсивність руху, швидкість, довжина потягів тощо. Фізичний механізм виникнення шуму кочення від рухомого складу характеризується такими параметрами: поширення звукових хвиль уздовж рейки викликає емісію шуму в діапазоні до 1000 Гц; вібрація колеса виникає з 1600 Гц, при цьому основний внесок в рівень шуму поїзда створюється на частоті 2000 – 4000 Гц і може досягати 8000 Гц; частотний діапазон шуму, випромінюваного елементами рухомого складу 100 – 500 Гц; випромінювання шуму від шпал виникає в діапазоні частот до 400 Гц; поверхневі нерівності колеса і рейки (шорсткості) генерують вібрацію при їх контакті.

В цілому, спостерігається характерна залежність шуму від швидкості: при швидкостях до 50 км/год превалюють внутрішні джерела – елементи рухомого складу (електродвигуни, компресори); при швидкості 50 – 300 км/год превалює шум від взаємодії пари «колесо-рейка»; понад 300 км/год – проявляються характерні аеродинамічні процеси.

Вивчення впливу шуму від залізничного транспорту і на життя людини і на стан природного середовища є актуальним та потребує значних інвестицій. А Європейська Директива 2002/49/ЄС про оцінку і нагляд за шумом у навколишньому середовищі наголошує, що державам – учасникам Євросоюзу необхідно розробляти план заходів щодо зниження шуму. Для оцінки рівнів шуму застосовуються розрахункові методики, засновані на діючих нормативних документах, і які беруть до уваги всі перераховані вище фактори. Слід зазначити, що ефективність шумозахисних заходів буде значно вищою, якщо враховувати можливість шумового забруднення ще на етапі проектування. Таким чином, плануючи нові транспортні магістралі, житлову забудову та розробляючи плани розвитку територій, необхідно здійснити оцінку можливого негативного впливу шуму на приміагістральній території та визначити відповідність його значень нормам, що встановлені чинними документами.

ІСТОРІЯ ПРОКЛАДЕННЯ ЗАЛІЗНОЇ ДОРОГИ У ДНІПРОВСЬКІЙ ОБЛАСТІ

Автор: Петраш Д. О., студент групи КГ1911

Науковий керівник: к. т. н., ст. викладач Грановська Н. Й.
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Як з'явилась залізна дорога в Дніпровській області? Ще у часи Російської імперії Мельников П. П. запропонував побудувати сталеву дорогу від Москви до Севастополя з гілкою на Катеринослав, але цю ідею відмінили. Натомість ухвалили «Лозово – Севастопольську», яку почали будувати у 1871 році, а вже у 1873 році був відкритий рух для пасажирського та вантажного транспорту Лозово – Олександрівськ (нині Запоріжжя), що довжиною 208 верст (212 км).

Завдяки вкладу Катеринославського намісника Синельникова І. М. у 1868-1869 роках на його землі було збудовано залізничну станцію, яка була названа на його ж честь «Синельникове». У 1873 році вона стає вузловою, виникають станції «Синельникове-1» та «Синельникове-2».

У листопаді 1873 року була відкрита станція «Катеринослав» (нині «Нижньодніпровськ»). Від неї, вже через рік, було відкрито рух у місто Мелітополь. А ще через рік, у 1875 році, дорога дійшла і до самого Севастополя.

Як залізна дорога впливала у розвиток селищ, городів та промисловості? Завдяки розвитку залізної дороги, станом на 1877 рік, у станції «Синельникове» нараховувалось 8 житлових будинків і 3 нежитлових (баня, туалет та навіс).

Після відкриття станції «Катеринослав» навколо неї почали рости, як гриби, хати робочих селищ, що згодом утворили Амур та Нижньодніпровськ.

Через такий гарний наслідок залізної дороги у 1881 році уряд вирішив будувати нову залізницю, вже за державний рахунок. І вже у 1884 році рух по «Катерининській» до-розі було відкрито. За перші 5 років її експлуатації навколо неї виникають промислові гіганти – «Олександрівський Південно-Російський завод Брянського товариства» («Петрівка») і «Дніпровський завод металургійного товариства» в селі Кам'янське (нині місто).

Було збудовано багато гілок, що потім включались до «кровоносної системи губернії». Вже у 1896 році загальна протяжність залізниці була 727 верст, вона посіла перше місце в Російській імперії за розмірами перевезень вантажів. Завдяки цьому, у 1900 році в зоні обслуговування «Катерининської» залізниці працювало вже 770 промислових підприємств, 184 вугільні шахти, 57 рудників, 47 цегельних заводів, 225 підприємств по переробці продукції сільського господарства. А населення губернії збільшилось аж у 2 рази!

Хто був першим начальником сталевих магістралей? Першим начальником залізниці був Олександр Аполлонович Верховцев. Почав у 1883 році на посаді начальника служби колії з дорученням виконувати обов'язки керівника дороги, на пост якого у 1885 році й був призначений. Цей пост він займав аж до самої смерті у 1900 році. Завдяки О. Верховцеву була побудована важлива для підприємств Придніпров'я, що зароджувалися, ділянка залізниці – Чаплине-Пологи-Бердянськ, що відкрило місцевому вугіллю та руді короткий шлях до моря. При підтримці Верховцева для потреб залізничників було відкрито 18 початкових шкіл, 2 технічні училища, бібліотеки, гуртожитки. На честь першого начальника залізниці була названа станція, що згодом стала містом – Верхівцеве.

Отже історія залізної дороги у Дніпровській області показує нам, як залізниця «штовхає» прогрес на місцях колишніх чагарників, слугує гарним провідником для утворення міст та промислових центрів. А головне – об'єднує людей у різних кутках країни.

МОДЕЛЮВАННЯ НАПОВНЕННЯ ГАЛЬМІВНИХ ЦИЛІНДРІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

Автор: Чорний С. С., Ткаченко В. С., студенти групи ВГ1911
Науковий керівник: к. т. н., доцент Урсуляк Л.В.
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Забезпечення безпеки руху вантажних поїздів вимагає вдосконалення методики математичного моделювання гальмівних процесів, що відбуваються в вантажних поїздах, як найбільш небезпечних режимів руху. Як відомо гальмівна сила залежить від коефіцієнту тертя, швидкості руху та величини натискання гальмівних колодок на колесо залізничного екіпажу, яке пропорційно тиску повітря в гальмівному циліндрі. Зазвичай зміни в часі сили натискання гальмівних колодок на колесо залізничного екіпажу апроксимують кусочно-лінійною залежністю.

Припустимо, що силу натискання гальмівних колодок на колесо для i -го екіпажу в процесі її росту від нуля до максимального значення, можна описати раціональної функцією. Підбираючи параметри цієї функції, передбачалося, що етап притиснення гальмівних колодок до коліс (час виходу штока) вже завершено.

На підставі проведеного аналізу реальних діаграмах наповнення гальмівних циліндрів стиснутим повітрям, отриманих за результатами багаторічних дослідів, проведених з поїздами в реальних умовах можна чітко розрізнити дві фази: перша фаза - більш інтенсивне наповнення гальмівного циліндра від нуля до деякого значення протягом малого проміжку часу, друга фаза - повільний час наповнення гальмівного циліндра від значення до максимального значення.

Як відомо, наповнення гальмівного циліндра до значення сили натискання, яке відповідає першій фазі наповнення, відбувається більш інтенсивно, а час наповнення гальмівних циліндрів до максимального значення відбувається більш повільно і зростає від головного екіпажу до хвостового по нелінійному закону.

У даній роботі зроблена спроба апроксимувати реальні діаграми наповнення гальмівних циліндрів поліномами різного ступеня. При цьому апроксимації підлягали:

- максимальний час наповнення гальмівного циліндра стиснутим повітрям, який залежить від розташування даного вагона по відношенню до джерела розрядки гальмівної магістралі
- перше значення діаграми наповнення гальмівного циліндра, яке відповідає завершенню етапу підведення гальмівної колодки до колеса,
- сила натискання гальмівної колодки на колесо i -го вагону з урахуванням перших двох величин.

При підборі коефіцієнтів в шуканих поліномах в якості контрольованих параметрів використовувалися максимальні значення поздовжніх сил і гальмівні шляхи, які зіставлялися з аналогічними величинами, отриманими в результаті експериментальних поїздок. Моделювалися різні види пневматичних гальмувань (ПСГ - повне службове гальмування, ЕГ - екстрене гальмування і РГ - регульовальне гальмування) вантажного поїзда на горизонтальній ділянці шляху.

Повні службові та екстрені гальмування моделювалися з початкової швидкості руху 30 км/год до зупинки, а регульовальні гальмування з розрядкою гальмівної магістралі на 0,8 атм зі швидкості 60 км/год до 40 км/год.

Передбачалося, що поїзд складається з 60-ти однорідних чотиривісних піввагонів масою 80 тон і одного локомотива ВЛ-8. Вагони поїзда обладнані повітророзподільниками №483, включеними на середній режим роботи, і композиційними гальмівними колодками.

Поїзд перед початком гальмування був попередньо розтягнутий.

МЕТОДИ РОЗРАХУНКІВ СТИСНУТИХ СТЕРЖНІВ НА СТІЙКІСТЬ

Автор: Положечко О.Ю., студентка групи ПБ1911

Науковий керівник: к. т. н., ст. викладач Грановська Н. Й.
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Як відомо з історії будівництва, велика кількість аварій інженерних споруд відбувається при напруженнях, що не перевищують розрахункового опору (міцності) матеріалу. Пов'язано це, головним чином, з тим, що стержні достатньої довжини при певних рівнях навантаження «відмовлялися працювати на стиск», тобто втрачали первинну прямолінійну форму деформованого стану (викривлялися, або втрачали стійкість). Явище втрати стійкості є небезпечним внаслідок несподіваності його появи і швидкого наростання деформацій, що приводить до руйнування конструкції. У зв'язку з цим виконувати розрахунки на міцність стиснутих стержнів має сенс тільки у тому разі, якщо гарантована їх стійкість. Причина втрати стійкості пов'язана із станом споруди в момент, що передує втраті стійкості, а приводом для втрати стійкості можуть служити будь-які обурення початкового стану. Форму рівноваги системи називають стійкою, якщо малим обурюючим діям відповідають малі відхилення від цієї форми, і при знятті обурення система повертається в початковий стан.

Навантаження, при яких відбувається втрата стійкості, називаються критичними, а відповідний стан - критичним станом. При розрахунках стиснутих стержнів на стійкість дуже зручним виявилось використання так званого коефіцієнта поздовжнього згину φ , за допомогою якого розрахунковий опір матеріалу при розрахунку на стійкість визначається через розрахунковий опір матеріалу, отриманий експериментальним шляхом при центральному розтягу (стиску). Коефіцієнт φ залежить від гнучкості λ і змінюється у діапазоні від нуля до одиниці ($0 < \varphi < 1$). Дані про значення коефіцієнтів φ для різних матеріалів наведені в спеціальних таблицях. Гнучкість λ залежить від довжини стержня, способів його закріплення та мінімального радіуса інерції.

В 2014 році на Україні введені нові будівельні норми ДБН В.2.6-198:2014. Нововведення полягає в диференційованому підході до визначення гнучкості стержнів і коефіцієнта поздовжнього згину φ (у нових нормах φ - коефіцієнт стійкості). Якщо раніше коефіцієнт φ залежав лише від гнучкості стержня λ , тобто від його довжини l , геометричних характеристик поперечного перерізу і \min і характеру опорних закріплень μ , то в нових нормах вводиться поняття приведеної гнучкості $\lambda_{пр}$. Ця величина дає змогу враховувати міцнісні та деформативні характеристики матеріалу: R - розрахунковий опір, E - модуль пружності. Значення φ при цьому можна визначати за допомогою формул або, в деяких випадках, з таблиць, які наведені в ДБН.

Наведені в ДБН умови стійкості дозволяють розв'язувати такі задачі:

- перевірити стійкість і визначити критичну силу для стержня, якщо відомі його параметри (довжина, умови закріплення, геометрія поперечного перерізу, матеріал);
- таку ж задачу для стержня, переріз якого складається з декількох елементів;
- визначити допустиме навантаження і критичну силу для центрально-стиснутого стержня з відомими параметрами;
- для стержня, по різному закріпленого в двох головних площинах, раціонально розташувати заданий переріз і визначити допустиме критичне навантаження;
- підібрати суцільний складений переріз з двох прокатних двотаврів і раціонально розташувати його відносно осей.

Проведені розрахунки стержнів на стійкість з метою порівняння результатів, одержаних при використанні традиційної методики та введеної в ДБН 2014р.

Для нотаток

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Електронне видання

СЕКЦІЯ «МЕХАНІКА»

ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ

81 Всеукраїнської науково-технічної конференції

молодих учених, магістрантів та студентів

**«НАУКА І СТАЛИЙ РОЗВИТОК
ТРАНСПОРТУ»**

28 жовтня 2021 року

SECTION “MECHANICS”

CONFERENCE PROCEEDINGS

81th all Ukrainian Scientific and Technical Conference

of young scientists, masters and students

**“SCIENCE AND SUSTAINABLE DEVELOPMENT
OF TRANSPORT”**

October 28, 2021

Українською та англійською мовами

Видається за загальною технічною редакцією

к. т. н., доцента О. С. Куроп'ятника

Оригінал-макет, комп'ютерна верстка та обкладинка – к. т. н., доцент О. С. Куроп'ятник

Текст тез доповідей учасників конференції подано в авторській редакції.

Точка зору редакції та організаторів конференції може не співпадати з точкою зору авторів тез доповідей.

Редакція та організатори конференції не несуть відповідальності за достовірність інформації, наданої авторами у тезах доповідей.

Організаційний комітет конференції:

Дніпровський національний університет залізничного транспорту

імені академіка В. Лазаряна

49010, Україна, м. Дніпро, вул. Лазаряна, 2

тел.: +38 (056) 371-51-09

email: hozdogovor_diit@ndch.diit.edu.ua