

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

ВІСНИК

**Східноукраїнського
національного університету
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

**№ 4 (234)
2017**

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

Сєверодонецьк 2017

ВІСНИК

СХІДНОУКРАЇНСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

№ 4 (234) 2017

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ
ЗАСНОВАНО У 1996 РОЦІ
ВИХІД З ДРУКУ - ВІСІМНАДЦЯТЬ РАЗІВ НА РІК
Засновник

Східноукраїнський національний університет
імені Володимира Даля

Журнал зареєстровано
в Міністерстві юстиції України
Свідоцтво про державну реєстрацію
серія КВ № 15607-4079ПР
від 18.08.2009 р.

VISNIK

OF THE VOLODYMYR DAHL EAST
UKRAINIAN NATIONAL UNIVERSITY

№ 4 (234) 2017

THE SCIENTIFIC JOURNAL
WAS FOUNDED IN 1996
IT IS ISSUED EIGHTEEN TIMES A YEAR
Founder

Volodymyr Dahl East Ukrainian National
University

Registered by the Ministry
of Justice of Ukraine
Registration Certificate
KB № 15607-4079ПР
dated 18.08.2009

Журнал включено до Переліків наукових фахових видань України (Наказ МОН №1328 21.12.2015 р.), (Наказ МОН №515 16.05.2016 р.), в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук з технічних, економічних та історичних наук відповідно.

ISSN 1998-7927

Головна редакційна колегія:

Поркуян О.В., докт. техн. наук (головний редактор),
Голубенко О.Л., член-кор. Академії педагогічних наук,
докт. техн. наук (заступник головного редактора),
Марченко Д.М., докт. техн. наук (заступник головного
редактора),
Бузько І.Р., докт. екон. наук, (заступник головного
редактора),

Архипов О.Г., докт. техн. наук,
Глікін М.А., докт. техн. наук,
Горбунов М.І., докт. техн. наук,
Рач В.А., докт. техн. наук,
Рязанцев О.І., докт. техн. наук,
Смолій В.М., докт. техн. наук,
Соколов В.І., докт. техн. наук,
Стенцель Й.І., докт. техн. наук,
Суворін О.В., докт. техн. наук,
Татарченко Г.О., докт. техн. наук,
Чернецька-Білецька Н.Б., докт. техн. наук,
Харламов Ю.О., докт. техн. наук,

Даніч В.М., докт. екон. наук,
Заблюцька І.В., докт. екон. наук,
Костирко Л.А., докт. екон. наук,
Рамазанов С.К., докт. техн. наук, докт. екон. наук,
Чернявська Є.І., докт. екон. наук,
Овчаренко Є. Ю., докт. екон. наук,
Д'яченко Ю.Ю., докт. екон. наук,
Войтович Л.В., докт. іст. наук,
Дьомін О.Б., докт. іст. наук,
Михайлюк В.П., докт. іст. наук,
Сергієнко Ю.Г., докт. іст. наук,
Стяжкіна О.В., докт. іст. наук,
Чернявський Г.І., докт. іст. наук,
Якунін В.К., докт. іст. наук,
Новіков В.П., докт. хім. наук,
Кондратов С.О., докт. хім. наук,
Галстян Г.А., докт. хім. наук,
Галстян А.Г., докт. хім. наук,
Поталенко Е.В., докт. хім. наук,
Голосман Є.З., докт. хім. наук

Відповідальний за випуск: д.т.н., професор Горбунов М.І.

Рекомендовано до друку Вченою радою Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (Протокол № 9 від 31 03 2017 р.)

Матеріали номера друкуються мовою оригіналу.

© Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, 2017
© Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2017

ЗМІСТ

| | |
|--|-----|
| Кичкина Е.И., Хлопецкая Л.Ф., Хлестова О.А. Зинченко С.Г. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ МОРСКОГО ПОРТА В УСЛОВИЯХ ДЕРЕГУЛЯЦИИ | 9 |
| Dizo J., Blatnický M., Nozhenko O., Kravchenko K. COMPUTER ANALYSIS OF INFLUENCE OF THE FLEXIBLE BODY IN MULTIBODY SYSTEM OF THE RAIL VEHICLE BOGIE ON OUTPUTS PARAMETERS | 14 |
| Hauser, V., Loulová, M., Nozhenko, O.S., Kravchenko, K.O. MODIFICATION OF THE WHEEL PROFILE TO IMPROVE VEHICLE EFFICIENCY DURING RIDE IN SMALL-RADIUS CURVES..... | 21 |
| Loulová M., Hauser V., Nozhenko O.S., Kravchenko K.O. ANALYSIS OF TRAMWAY VEHICLE DERAILMENT SAFETY DURING RIDE IN CURVES WITH SMALL RADIUS | 26 |
| Loulová M., Suchánek A., Hauser V., Nozhenko O.S., Kravchenko K.O. CALCULATION METHODS OF SUSPENSION STIFFNESS DETERMINATION | 31 |
| Suchánek A., Harušinec J., Loulová M. THE DOWNHILL BRAKED RAILWAY WHEEL STRUCTURAL ANALYSIS | 37 |
| Zvaigzne A. OPTIMAL CRITERIA FOR THE GOVERNMENTAL MULTIFUNCTIONAL SPECIAL SHIP..... | 43 |
| Андрієвська В.О., Павловська Л.А. РОЛЬ ПРОЕКТНОГО ПОТЕНЦІАЛУ ПРИ ФОРМУВАННІ КОНКУРЕНТНИХ ПЕРЕВАГ СТИВІДОРНОЇ КОМПАНІЇ | 50 |
| Берневек Т.И. ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНЫХ ВИДОВ ПРОЕКТОВ ПОПОЛНЕНИЯ ФЛОТА | 54 |
| Боряк К.Ф., Перетяка Н.О. ОСОБЛИВОСТІ АТЕСТАЦІЇ СУЧАСНОГО СТЕНДУ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ РЕДУКТОРІВ ПРИВОДУ ГЕНЕРАТОРА ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНУ | 59 |
| Василенко Н.А., Гончаров В.В., Клиماش А.А. ПОВЕРХНОСТНОЕ УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ С ПОМОЩЬЮ ВЫСОКОДОЗНОЙ ИОННОЙ ИМПЛАНТАЦИИ | 65 |
| Войцеховський В.С., Габрієлова Т.Ю., Григорак М.Ю. РЕАЛІЗАЦІЯ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ЗАВАНТАЖЕННЯМ МЕРЕЖЕВИМ АВІАПЕРЕВІЗНИКОМ | 69 |
| Гатченко В.О., Іванченко Д.А., Фалендиш А.П. ПРОГНОЗУВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ МОДЕРНІЗОВАНИХ ТЕПЛОВИЗІВ М62..... | 76 |
| Горбунов М.І., Герліці Ю., Кравченко К.О., Лак Т., Просвірова О.В. ОЦІНКА МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАЛІЗНИЧНИХ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ..... | 81 |
| Горбунов М.І., Герліці Ю., Просвірова О.В., Кравченко К.О. АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПОКРАЩЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАЛІЗНИЧНИХ ГАЛЬМ | 86 |
| Гюлев Н.У. ПРО ВПЛИВ ЧАСУ РЕАКЦІЇ ВОДІЯ НА ЙМОВІРНІСТЬ СКОЄННЯ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНОЇ ПРИГОДИ | 90 |
| Дрожжин О.Л., Тихоніна І.І. ФОРМИ Й МЕТОДИ ВИКЛАДАННЯ АКАДЕМІЧНОЇ ДИСЦИПЛІНИ «ТЕХНОЛОГІЯ МОРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ» ДЛЯ БАКАЛАВРІВ | 94 |
| Єфименко О.В., Пругіна Т.В., Мусаєв З.Р. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА ЗА ДОПОМОГОЮ СУЧАСНИХ ПРОГРАМНИХ ЗАСОБІВ | 98 |
| Заверкін А.В., Кузьменко С.В., Чередниченко С.П. НОВІТНІ ТЕНДЕНЦІЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ТРАНСПОРТНОГО ОБЛУГОВУВАННЯ МАШИНОБУДІВНИХ ПІДПРИЄМСТВ..... | 102 |

| | |
|--|-----|
| Ищенко В.М., Щербина Ю.В. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНИХ ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ НА ВІЗКАХ ТИПУ КВЗ-ЦНИИ ШЛЯХОМ КОНСТРУКТИВНИХ ЗМІН..... | 106 |
| Кічкін О.В., Водолазський О.О., Кічкіна О.І. МЕТОДИКА УДОСКОНАЛЕННЯ ІНФОРМАЦІЙНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДІЯЛЬНОСТІ АВТОПЕРЕВІЗНИКА НА РИНКУ ПІВНІЧНОЇ АМЕРИКИ..... | 111 |
| Кравченко О.П., Зубачик С.Л., Мухін Р.Г. НАДІЙНІСТЬ СИСТЕМ АКТИВНОЇ БЕЗПЕКИ АВТОМОБІЛІВ-ТЯГАЧІВ | 115 |
| Шибасв О.Г., Акімова О.В., Кравченко О.А. КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ, ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ ПРОЦЕС ВИДОБУТКУ І ТРАНСПОРТУВАННЯ ВУГЛЕВОДНІВ В ШЕЛЬФАХ ЧОРНОГО ТА АЗОВСЬКОГО МОРІВ..... | 119 |
| Кузьменко С.В., Чередниченко С.П., Заверкін А.В. МОДЕЛЮВАННЯ КОНВЕКТИВНОЇ ТЕЧІЇ ПОВІТРЯ УЗДОВЖ ДВОХ НАГРІТИХ ПЛАСТИН..... | 125 |
| Куш Є.І. РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ ФОРМУВАННЯ РОЗВІЗНИХ МАРШРУТІВ В ЛОГІСТИЧНІЙ СИСТЕМІ | 128 |
| Лапкин А.И., Лапкина И.А. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОТФРАХТОВАНИЯ СУДНА НА УСЛОВИЯХ РЕЙСОВОГО ТАЙМ-ЧАРТЕРА | 134 |
| Ловська А.О. ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ВАГОНА-ПЛАТФОРМИ ЗЧЛЕНОВАНОГО ТИПУ З КОНТЕЙНЕРАМИ..... | 138 |
| Маслієв В.Г., Душенко В.В., Маслієв А.О. ПНЕВМАТИЧНІ РЕСОРИ НА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ | 146 |
| Мацюк В.І., Горбатюк В.О., Горецький О.А. ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ ТА ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ НАДІЙНОСТІ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ | 150 |
| Мелешенко Е.С. РАЗРЕШЕНИЕ КОНФЛИКТА И ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МЕЖДУ СУДОВЛАДЕЛЬЦЕМ И МЕНЕДЖЕРСКОЙ КОМПАНИЕЙ..... | 155 |
| Мілянч А.Р. ОПТИМАЛЬНЕ УПРАВЛІННЯ СТОХАСТИЧНИМИ СИСТЕМАМИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ РЕМОНТНИХ РОБІТ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ..... | 160 |
| Могила В.И., Светличный К.А., Алдокимов М.Г. ЖАЛЮЗИЙНЫЕ АППАРАТЫ ОХЛАЖДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ТЕПЛОВОЗА: НОВОЕ ПОКОЛЕНИЕ..... | 168 |
| Немчук О.О., Остапчук А.А. РОЗРОБКА СТАТИСТИЧНОГО МЕТОДА ОЦІНКИ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ ПОРТОВОГО ТЕРМІНАЛУ | 173 |
| Неженцев О.Б., Збітнєв П.В. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЧАСТОТНОГО КЕРУВАННЯ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ КРАНІВ МОСТОВОГО ТИПУ | 176 |
| Дубравін Ю.Ф., Пилипенко А.Є. ЗАСТОСУВАННЯ КОМПОЗИЦІЙНИХ ГАЛЬМІВНИХ КОЛОДОК З ЧАВУННИМИ ВСТАВКАМИ ДЛЯ КОЛІСНИХ ПАР З БАНДАЖЕМ..... | 182 |
| Постранський Т.М. ЩОДО ВПЛИВУ УМОВ РУХУ НА ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ СТАН ВОДІЯ АВТОБУСА | 185 |
| Потапенко О.О., Могила В.І. СИСТЕМАТИЗАЦІЯ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ФРИКЦІЙНИХ КЛИНІВ ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ | 189 |
| Равлюк В.Г. ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ВІДВЕДЕННЯ ГАЛЬМІВНИХ КОЛОДОК ВІД КОЛІС У ВІЗКАХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ | 195 |
| Рудковський О.В., Калабухін Ю.Є. ФОРМАЛІЗАЦІЯ ОЦІНКИ РЕМОНТНОЇ СКЛАДОВОЇ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗА | 199 |
| Сільванська Г.М. МОРСЬКИЙ ТУРИЗМ ЯК СУКУПНІСТЬ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ ДІЯЛЬНОСТЕЙ..... | 204 |

| | |
|--|-----|
| Ткаченко В.П., Сапронова С.Ю., Малюк С.В. КРИТЕРІЇ ОЦІНКИ КЕРОВАНOSTІ РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ | 208 |
| Фалендиш А.П., Володарець М.В., Артеменко О.В. ПЕРСПЕКТИВИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ДЛЯ ЕЛЕКТРИФІКОВАНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ | 215 |
| Фомін О.В., Стецько А.А., Коваленко В.В. СИСТЕМАТИЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО ВПРОВАДЖЕННЯ ПОПЕРЕДНЬО НАПРУЖЕНИХ І/АБО ДЕФОРМОВАНИХ СКЛАДОВИХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ ЗА КРИТЕРІЄМ ДІЮЧИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ЕТАПАХ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ | 219 |
| Фомін О.В., Логвіненко О.А., Бурлуцький О.В. НАУКОВЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗОН НАГРІВУ ПРИ ТЕРМІЧНІЙ ПРАВЦІ ЕЛЕМЕНТІВ НЕСУЧИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ | 227 |
| Цейко Б.О. НАПРЯМКИ ВПРОВАДЖЕННЯ АВТОМАТИЧНИХ СИСТЕМ НА ЗАЛІЗНИЦЯХ УКРАЇНИ ТА ЄВРОПИ | 233 |
| Чигирик Н.Д., Возненко С.І., Вихопень І.Р., Клецька О.В. МЕТОДИ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ КОЛІСНО-МОТОРНИХ БЛОКІВ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ | 235 |
| Шкрегаль А.Н., Пархоменко Л.А., Ареф'єва К.В. ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ИЗНАШИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА | 241 |
| Щербина О.В. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТИПОРАЗМЕРА БАРЖЕ БУКСИРНОГО СОСТАВА | 248 |
| Михайлов Е.В., Семенов С.А. АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ КОЛЕСНЫХ ПАР, НАПРАВЛЕННЫХ НА СНИЖЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ РЕЛЬСОВОГО ЭКИПАЖА | 254 |
| Вишневський Д.О., Вишневська О.Д. КРИТЕРІЇ ВІДБОРУ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ВАРІАНТІВ ДОСТАВКИ ЗОВНІШНЬОТОРГІВЕЛЬНИХ ВАНТАЖІВ | 262 |

CONTENTS

| | | |
|---|---|-----|
| Kichkina E., Khlopetskaya L., Khlestova O., Zinchenko S. | FORECASTING THE DEVELOPMENT OF THE TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL SYSTEM OF THE SEA PORT IN THE CONDITIONS OF DEREGULATION | 9 |
| Dizo J., Blatnický M., Nozhenko O., Kravchenko K. | COMPUTER ANALYSIS OF INFLUENCE OF THE FLEXIBLE BODY IN MULTIBODY SYSTEM OF THE RAIL VEHICLE BOGIE ON OUTPUTS PARAMETERS | 14 |
| Hauser, V., Loulová, M., Nozhenko, O.S., Kravchenko, K.O. | MODIFICATION OF THE WHEEL PROFILE TO IMPROVE VEHICLE EFFICIENCY DURING RIDE IN SMALL-RADIUS CURVES..... | 21 |
| Loulová M., Hauser V., Nozhenko O.S., Kravchenko K.O. | ANALYSIS OF TRAMWAY VEHICLE DERAILMENT SAFETY DURING RIDE IN CURVES WITH SMALL RADIUS | 26 |
| Loulová M., Suchánek A., Hauser V., Nozhenko O.S., Kravchenko K.O. | CALCULATION METHODS OF SUSPENSION STIFFNESS DETERMINATION | 31 |
| Suchánek A., Harušinec J., Loulová M. | THE DOWNHILL BRAKED RAILWAY WHEEL STRUCTURAL ANALYSIS..... | 37 |
| Zvaigzne A. | OPTIMAL CRITERIA FOR THE GOVERNMENTAL MULTIFUNCTIONAL SPECIAL SHIP..... | 43 |
| Andrievska V., Pavlovska L. | ROLE OF PROJECT POTENTIAL WHEN FORMING COMPETITIVE ADVANTAGES OF A STEVEDORING COMPANY | 50 |
| Bernevek T. | CHARACTERISTICS OF FLEET REPLENISHMENT PROJECTS | 54 |
| Boryak K., Peretyaka N. | FEATURES ATTESTATION OF MODERN STANDS FOR TESTING OF REDUCERS GENERATOR DRIVE PASSENGER CARRIAGES..... | 59 |
| Vasilenko N., Honcharov V., Klimash A. | SURFACE HARDENING OF THE COMPONENTS OF CARGO VEHICLES AND MECHANISMS WITH BY USE OF THE HIGH-DOSE IONIC IMPLANTATION..... | 65 |
| Voitsehovskiy V., Gabrielova T., Grygorak M. | IMPLEMENTATION OF THE CAPACITY MANAGEMENT SYSTEM BY THE NETWORK AIR CARRIER..... | 69 |
| Gatchenko V., Ivanchenko D., Falendysh A. | PERFORMANCE PREDICTION OF MODERNIZED DIESEL-ELECTRIC LOCOMOTIVES M62..... | 76 |
| Gorbunov M., Gerlici J., Kravchenko K., Lack T., Prosvirova O. | EVALUATION OF METHODS TO IMPROVE OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF RAIL BRAKE SYSTEMS | 81 |
| Gorbunov M., Gerlici J., Prosvirova O., Kravchenko K. | ANALYSIS OF METHODS OF IMPROVING THE FRICTION CHARACTERISTICS OF RAILWAY BRAKES | 86 |
| Gyulyev N. | INFLUENCE DRIVER'S REACTION TIME WITH POSSIBILITY COMMIT TRAFFIC ACCIDENTS | 90 |
| Drozhzhyn O., Tykhonina I. | THE FORMS AND METHODS OF ACADEMIC SUBJECT TEACHING «THE TECHNOLOGY OF TRANSPORTATION BY THE SHIPS» FOR BACHELORS | 94 |
| Yefimenko A., Pluhina T., Musaiev Z. | THE SIMULATION OF THE COMPACT LOADER EQUIPMENT USING THE MODERN COMPUTER SOFTWARE..... | 98 |
| Zaverkin A., Kuzmenko S., Cherednychenko S. | NEW TRENDS OF OPTIMIZING THE TRANSPORT SERVICE OF MACHINE-BUILDING ENTERPRISES..... | 102 |
| Ischenko V., Scherbina Y. | IMPROVING PERFORMANCE HYDRAULIC OSCILLATION PASSENGER CARRIAGE TYPE КВ3-ЦННІЙ BY CHANGED CONSTRUCTIONS..... | 106 |

| | |
|--|-----|
| Kichkin O., Vodolazskiy O., Kichkina O. METHODS IMPROVED INFORMATION SUPPORT OF CARRIERS IN NORTH AMERICA | 111 |
| Kravchenko O., Zubachik S., Mukhin R. RELIABILITY OF ACTIVE SAFETY CARS-TRACTOR | 115 |
| Shibaev O., Akimova O., Kravchenko O. CLASSIFICATION OF TECHNICAL TOOLS THAT FACILITATE PRODUCTION AND TRANSPORTATION OF HYDROCARBONS IN THE BLACK AND AZOV SEAS..... | 119 |
| Kuzmenko S., Cherednychenko S., Zaverkin A. DESIGN OF CONVECTION FLOW OF AIR ALONG TWO HEATED PLATES..... | 125 |
| Kush E. DEVELOPMENT OF ALGORITHM OF CREATION THE MULTI-DROP ROUTES IN THE LOGISTICS SYSTEM | 128 |
| Lapkin A., Lapkina I. EFFICIENCY OF VESSEL CHARTERING ON CONDITIONS OF TRIP TIME CHARTER..... | 134 |
| Lovskaya A. THE FEATURES MODELING OF DYNAMIC LOADS AT A FLAT WAGON WITH CONTAINERS | 138 |
| Masliyev V. Duschenko V. Masliyev A. PNEUMATIC SPRINGS ON VEHICLES | 146 |
| Matsiuk V., Gorbatyuk V., Goretskyi O. RESEARCH OF TECHNOLOGICAL RELIABILITY OF A RAILWAY PASSENGER TRANSPORTATION | 150 |
| Meleshenko Ye. CONFLICT SETTLEMENT AND ENSURING OF STABLE INTERACTION BETWEEN THE SHIP-OWNER AND MANAGER COMPANY | 155 |
| Milyanych A. OPTIMUM CONTROL OF STOCHASTIC SYSTEMS OF TECHNOLOGICAL PROCESSES OF REPAIR WORKS OF FREIGHT CARS | 162 |
| Mogila V., Svetlichnyi, K., Aldokimov M. LOUVRE APPARATUS COOLING DEVICE OF THE LOCOMOTIVE: THE NEW GENERATION | 168 |
| Nemchuk O., Ostapchuk A. DEVELOPMENT OF STATISTICAL METHODS ESTIMATION OF COMPETITIVENESS THE PORT TERMINL | 173 |
| Nyehzentsev O., Zbitniev P. OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF FREQUENCY CONTROL DURING BRAKING OF BRIDGE TYPE CRANES..... | 176 |
| Dubravin Y., Pylypenko A. APPLICATION OF COMPOSITE BRAKE BLOCKS WITH CAST IRON INSERT FOR BOGIES OF BANDAGE | 182 |
| Postransky T. REGARDING THE IMPACT OF TRAFFIC CONDITIONS ON THE BUS DRIVER'S FUNCTIONAL STATE | 185 |
| Potapenko O., Mogila V. SYSTEMATIZATION AND CLASSIFICATION OF DESIGN FEATURES OF FRICTIONAL WEDGES OF THE DAMPERS OF FLUCTUATIONS OF FREIGHT WAGONS CARTS..... | 189 |
| Ravlyuk V. RESEARCH KINEMATICS OF THEALLOTMENT OF THE BRAKE SHOES FROM THE WHEELS IN THE BOGIES OF FREIGHT | 195 |
| Rudkovskiy O., Kalabukhin Y. FORMALIZATION OF REPAIR CONSTITUENT OF LIFE CYCLE OF THE SHUNTING LOMOTIVE | 199 |
| Silvanskaya G. MARINE TOURISM AS A SET OF MULTIFUNCTIONAL OPERATIONS..... | 204 |
| Tkachenko V., Sapronova S., Maliuk S. CRITERIA OF RAILWAY VEHICLE HANDLEABILITY | 208 |
| Falendish A., Volodarets M., Artemenko O. PROSPECTS FOR ENERGY SAVING ELECTRIFIED VEHICLES..... | 215 |

| | |
|---|-----|
| Fomin A., Stetsko A., Kovalenko V. SYSTEMATIZATION OF CONSTRUCTIVE-TECHNOLOGICAL IMPLEMENTATION OF PRE-STRESSED AND/OR DEFORMED COMPONENTS OF FREIGHT CARS ON THE CRITERION LOADS ON THE STAGES LIFECYCLE | 219 |
| Fomin O., Logvinenko O., Burlutskiy O. SCIENTIFIC SUBSTANTIATION OF THE CHOICE OF GEOMETRIC PARAMETERS OF HEATING ZONES DURING THERMAL CORRECTION OF ELEMENTS OF LOAD-BEARING SYSTEMS OF FREIGHT CARS..... | 227 |
| Tseiko B. DIRECTIONS IMPLEMENTATION OF AUTOMATED SYSTEMS ON THE RAILWAYS OF UKRAINE AND EUROPE | 233 |
| Chyhyryk N., Voznenko S., Vykhopen' I., Klets'ka O. METHODS OF DIAGNOSING THE TECHNICAL CONDITION OF ELEMENTS WHEELED MOTOR UNITS OF TRACTION ROLLING STOCK | 235 |
| Shkregal' A., Parhomenko L., Aref'eva K. INFLUENCE OF DIESEL ENGINES OPERATING MODES ON THE INTENSITY OF WRAPPING THE PARTS OF THE CROP-SHINE MECHANISM..... | 244 |
| Shcherbina O. DETERMINATION OF SIZE THE TUG BARGE COMPOSITION | 248 |
| Mikhaylov E., Semenov S. ANALYSIS OF TECHNICAL SOLUTIONS THE WHEEL PAIRS DIRECTED DECREASE IN RESISTANCE TO MOVEMENT OF RAIL VEHICLE..... | 254 |
| Vyshnevskiy D., Vyshnevskaya O. CRITERIA FOR SELECTION OF ALTERNATIVE OPTIONS FOR DELIVERY OF FOREIGN TRADE GOODS..... | 262 |

УДК 656.615

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ МОРСКОГО ПОРТА В УСЛОВИЯХ ДЕРЕГУЛЯЦИИ

Кичкина Е.И., Хлопецкая Л.Ф., Хлестова О.А. Зинченко С.Г.

FORECASTING THE DEVELOPMENT OF THE TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL SYSTEM OF THE SEA PORT IN THE CONDITIONS OF DEREGULATION

Kichkina E., Khlopetskaya L., Khlestova O., Zinchenko S.

В статье рассмотрены основные методы прогнозирования и планирования развития транспортно-технологической системы морского порта. Установлены определенные закономерности работы ТТС морского порта в условиях нестабильности и дерегуляции. В качестве основного метода прогнозирования развития транспортно-технологической системы морского порта в условиях дерегуляции рекомендуется применять метод с использованием человеко-машинных процедур.

Ключевые слова: транспортно-технологическая система, морской порт, метод, прогнозирование, дерегуляция, область варьирования.

Введение. Перспективное развитие транспортно-технологической системы (ТТС) морского порта (МП) в современных условиях экономического развития Украины связано с нестабильностью объемов грузопотоков, номенклатуры грузов, и неопределенностью источников и размеров инвестиций. Это приводит к тому, что показатели работы инфраструктуры порта имеют неустойчивый характер, что в конечном итоге приводит к проблеме распределения финансовых, трудовых и других природно-энергетических ресурсов между объектами и технологиями, составляющими ТТС морского порта.

Анализ последних публикаций. Вопросам моделирования и оптимизации транспортно-технологических систем морских портов посвящены работы Берестового А.М. [10], Бакаев А.А. [11], а также развития методов прогнозирования деятельности предприятий морского транспорта – работы Савельевой И.В. [12,13].

Цель статьи. Для решения проблемы в свете прогнозирования и планирования дальнейшего развития транспортно-технологической системы морского порта с учетом возможной дерегуляции её работы, требуется оценка существующей работы порта, характеризуемой разнородными показателями,

имеющими также разнородные, иногда и противоречивые критерии.

Постановка проблемы. В качестве наиболее характерного примера дерегуляции работы ТТС морского порта может рассматриваться работа порта в зимние месяцы в ледовой обстановке, когда снижение температуры приводит к замерзанию акватории и подходного канала, а также обледенению транспортного, погрузо-разгрузочного и складского оборудования. Увеличиваются затраты на топливно-энергетические и трудовые ресурсы, в некоторых случаях требуются изменения в технологии работ и подготовке оборудования для выполнения основных производственных процессов, снижается уровень безопасности труда.

Учитывая эти обстоятельства, оценку целесообразно проводить на многокритериальной основе.

Основное содержание работы. Основным инструментом исследований перспектив, закономерностей и тенденций развития морского порта являются методы, основанные на оценке показателей работы ТТС на всех этапах ее жизненного цикла, с учетом предыдущих периодов работы системы [1].

Наиболее часто применяемые на практике [2, 3, 5] основные методы прогнозирования развития систем приведены на рис. 1.

Различают прогнозирование развития в зависимости от того, определяется ли возможное состояние системы по существующим на момент исследования тенденциям, либо, задавая цели и состояния, определяются пути и средства их достижения. По таким признакам прогнозирование разделяют на поисковое и нормативное [1]. Поисковый прогноз состоит в определении возможных состояний и работы системы в перспективе. Сущность нормативного метода заключается в технико-экономическом обосновании планов и прогнозов с помощью определенных норм.

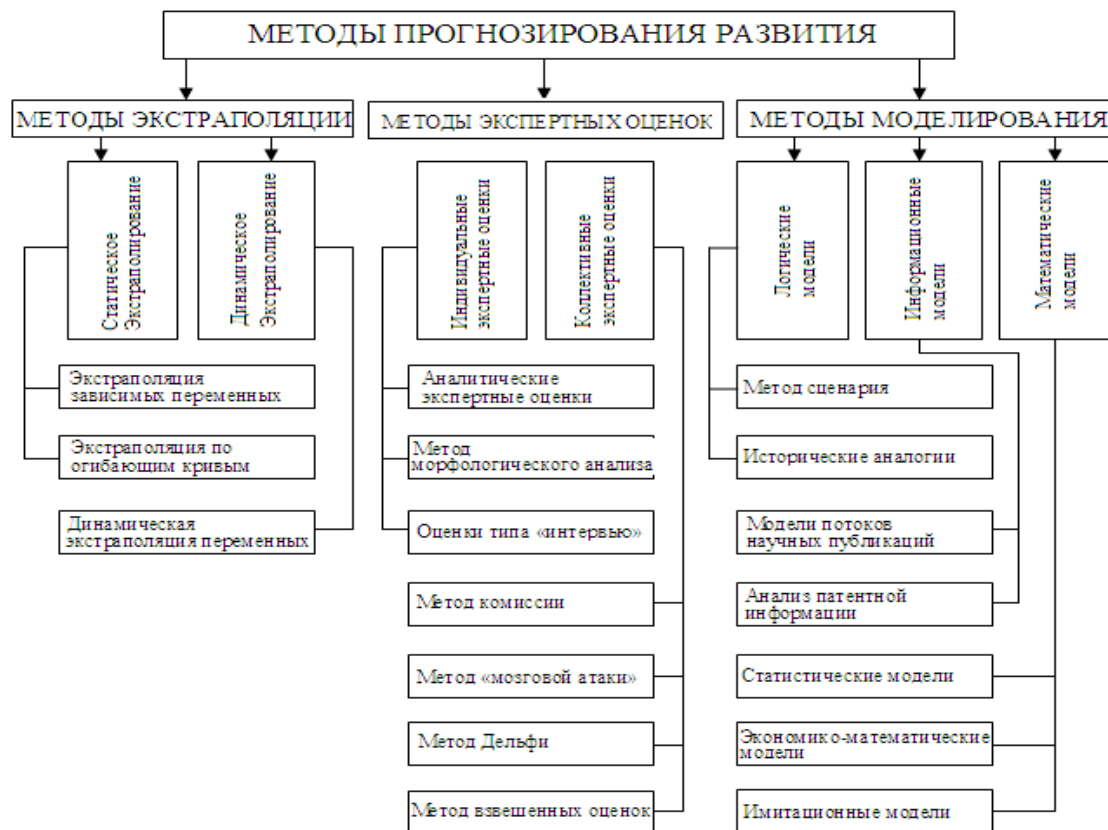


Рис. 1. Основные методы прогнозирования научно-технического развития ТТС, применяемые на практике

Планирование и прогнозирование развития транспортно-технологической системы, на основе качественной и количественной оценки, использующей многокритериальную основу, позволяет выявить объективные факторы и их условия, влияющие на развитие, а также тенденции развития системы. Анализируя определенные научно-технические подходы, существующие в настоящее время [1 - 5] для оценки перспективного развития системы, можно использовать для рассматриваемой ТТС морского порта следующие основные из них:

- исторический - предполагает рассмотрение каждого явления во взаимосвязи известных факторов развития подобных транспортно-технологических систем;
- комплексный - предполагает рассмотрение явлений развития ТТС в их связи с процессами и явлениями развития подобных производственно-социальных систем;
- генетический (онтологический) – определяет факторы зарождения и формирования перспективных ТТС, адаптированных к формирующимся на многокритериальной основе условиям;
- нормативный (целевой) - отражает возможность управления планируемыми и прогнозируемыми процессами развития ТТС порта, при этом, цель развития и способы ее достижения задается нормативно;
- системно-структурный подход (синтез системы) - предполагает рассмотрение транспортно-технологической системы морского порта в процес-

се научного познания с декомпозицией ее на отдельные составляющие, их анализом, исследованием, обобщением и сведением в единое целое [6].

Исследование производится при комплексном использовании синтеза с учетом процессности ТТС морского порта. За теоретическую основу декомпозиции транспортно-технологической системы порта принимаются принципы диакоптики (расчленение как систематический метод) [7].

Использование принципов диакоптики (составление графотопологического портрета системы и декомпозиции его на части - потоки) и методов логистики (комплексный процессный подход к логистическим потокам) дает возможность предложить новую концепцию исследований и направлений эффективного развития системы инфраструктуры морского порта, базирующейся на многокритериальной основе.

Таким образом, для прогнозирования развития транспортно-технологической системы морского порта можно использовать количественный метод (экстраполяции), основанный на экстраполяции известных моделей и тенденций развития, а также качественный метод (экспертных оценок), базирующийся на многокритериальных оценках экспертов и показывающий возможности принципиальных изменений ТТС порта в перспективе.

Количественный метод, дает возможность применения такого подхода к работе транспортно-технологической системы и прогнозирования ее развития, который заключается в изучении сложив-

шихся в прошлом и настоящем времени устойчивых тенденций развития процессов и явлений и переносе их на будущее. Среди недостатков этого метода следует отметить возможную неточность результативности прогноза, вызванной непредусмотренными факторами и качественными изменениями под воздействием внешних и внутренних факторов.

Основу экстраполяции составляет изучение рядов, представляющих собой упорядоченные во времени наборы измерений тех или иных показателей ТТС морского порта. В основе динамического анализа лежит понятие траектории, представляющей собой функцию, которая описывает состояние изучаемого процесса в зависимости от времени [8]:

$$Q=Q(t),t[0,T], \quad (1)$$

где Q – траектория изучаемого процесса;
 $Q(t)$ – функция изучаемого процесса;
 $[0,T]$ – отрезок времени;

При этом время может учитываться как по интервалам, так и непрерывно. В первом случае функция называется динамическим рядом.

Использование экстраполяции имеет в своей основе предположение о том, что рассматриваемый процесс работы ТТС порта представляет собой сочетание двух составляющих: регулярной составляющей (X_t) и случайной переменной (ε_t). В этом случае временной ряд Y_t может быть условно представлен в виде:

$$Y_t = X_t + \varepsilon_t \quad (2)$$

где X_t – регулярная составляющая, характеризующая существующую динамику развития процесса в целом;

ε_t – случайная составляющая, отражающая случайные колебания процесса.

Преимуществом качественного метода является изученность применяемых методик и оценки результатов в конкретных или относительных показателях. Среди недостатков этого метода следует отметить субъективность мнений и требуемая высокая компетентность экспертов в данном вопросе, а также влияние психологических факторов. Основная сущность метода заключается в построении рациональной процедуры интуитивно-логического мышления человека в сочетании с количественными методами анализа и оценки результатов. При этом обобщенное мнение экспертов, основанное на профессиональном, научном или практическом знании, принимается как решение проблемы.

Достоверность экспертной оценки зависит от многих факторов. К ним относят:

- общее количество привлекаемых специалистов;
- удельный вес специалистов разного профиля;
- характеристика специалистов (компетентность, креативность, отношение к экспертизе, кон-

формизм, аналитичность и широта мышления, конструктивизм мышления, коллективизм, самокритичность и т.п.) [8].

Достоверность D_i оценок эксперта количественно оценивают по формуле:

$$D_i = \frac{N_i}{N}, \quad (i = \overline{1,m}), \quad (3)$$

где N_i – число случаев, когда i -й эксперт дал решение, приемлемость которого подтвердилась практикой;

N – общее число случаев участия i -го эксперта в решении проблем.

Вклад каждого эксперта в достоверность оценок всей группы определяется по формуле:

$$D_i^{OR} = \frac{D_i}{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m D_i} \quad (4)$$

где m – число экспертов в группе.

Знаменатель отражает среднюю достоверность группы экспертов.

Одним из наиболее перспективных подходов к разработке прогнозов следует считать моделирование процессов развития методами математического программирования, в котором элементы и отношения процессов модели развития соответствуют элементам и отношениям реальных процессов, то есть производится определение перспектив на основе адекватных моделей развития, отражающих структуры системы, ее элементов и взаимосвязей, направленных на отображение определенной группы свойств [4].

Создание модели позволяет предсказывать поведение системы в определенном диапазоне условий.

При этом наибольшая трудность решения задач математического программирования связана с наличием множества критериев (более двух). В условиях многокритериальной оценки развития ТТС морского порта может быть предложен метод, основанный на применении человеко-машинных процедур. Следует отметить, что применение данного метода основывается на двух допущениях:

- предполагается оправданность использования градиентного метода с большим шагом;
- предполагается возможность получения от ЛПР и введения некоторой общей (глобальной) функции предпочтения [4].

Задача выбора наиболее рационального варианта перспективного развития ТТС морского порта может быть приравнена к задаче оптимизации при многих критериях и может рассматриваться в виде [4]:

$$\text{Max}U[f_1(x), f_2(x), \dots, f_r(x)] \quad (5)$$

при $x \in X$,

где f_1, \dots, f_r – значения соответствующих критериев на векторе решения x ;

X – ограниченное множество допустимых решений;

U – общая (глобальная) функция предпочтений (ценностей), определенная на множестве критериев.

Предполагается, что функция f_i и множество X заданы в явном виде, а функция U , для сохранения особенности многокритериальной задачи, в явном виде не задана.

Выводы. Используя методы научно-технического прогнозирования можно установить определенные закономерности работы ТТС морского порта в условиях нестабильности и дерегуляции. В качестве основного метода прогнозирования развития транспортно-технологической системы морского порта в условиях дерегуляции рекомендуется применять метод с использованием часомашиных процедур, который позволяет рассматривать проблемы прогнозирования развития ТТС порта в целом на основе многокритериальной оценки работы отдельных подразделений инфраструктуры морского порта.

Л и т е р а т у р а

1. Гугелев А. В. Инновационный менеджмент: Учебник / А. В. Гугелев, - М.: Издат.-торг. корпорация «Дашков и К°», 2008.- 336 с.
2. Ивашкин С. В. Методы научно-технического прогнозирования процесса развития организации/ С. В. Ивашкин// Молодой ученый.- Новосибирск, № 5 (28), Том I.- 2011.- С. 186-188
3. Игнатъева А.В. Исследование систем управления: Учеб. пособие для вузов/ А.В.Игнатъева, М.М. Максимова. - М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2000.- 276 с.
4. Вопросы анализа и процедуры принятия решений: Сборник переводов /Под ред. к.физ.-мат. И. Ф. Шахнова,- М.: «МИР», 1976. - 248 с.
5. Малин А.С. Исследование систем управления: Учебник для ВУЗов / А.С. Малин, В.И. Мухин. - М.: Гардарики, 2002.- 189 с.
6. Берестовой А.М. Синтез многокритериальности системы транспорта затвердевающих жидкостей// Вісник Східноукраїнського держ. ун-ту.- Луганськ, 1999.- №6(22).-С.136-139.
7. Крон Г. Исследование сложных систем по частям (диакоптика): пер. с англ / Г.Крон. - М.: Наука, 1972.- 542с.
8. Панфилова А. П. Мозговые штурмы в коллективном принятии решений/ А. П. Панфилова, - Спб.: Питер, 2005. – 116 с.
9. Аристов С. А. Имитационное моделирование экономических процессов: учебное пособие/ С. А.Аристов. – Екатеринбург: Изд-во Урал.гос.экон.ун-та, 2004. – 121 с.
10. Берестовий А. М., Зінченко С. Г. Основи моделювання розвитку транспортних систем морського порту при вдосконаленні його процесів і об'єктів/ Науковий вісник Херсонської державної морської академії №1(14) 2016. Херсон. – с.11-18.

11. Бакаев А.А. Экономическое моделирование развития транспортных систем /А.А. Бакаев, В.И. Гриценко, Л.И. Бажан, В.И. Панченко. – К.: Наукова думка, 1991.- С.20.
12. Савельева И.В. Влияние глобализации на развитие портовой системы/И.В. Савельева// Розвиток методів управління та господарювання на транспорті: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2006.-Вип. 24. – С.22-32.
13. Савельева И.В. Использование нейронных сетей в прогнозировании деятельности предприятий морского транспорта/ И.В. Савельева// Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць. - Одеса: ОНМУ, 2003. – Вип.6.- С. 76-88.

R e f e r e n c e s

1. Gugelev A. V. Innovative management: Textbook / A. V. Gugelev, - M.: Publ., Bargaining. Corporation "Dashkov and Co.," 2008.- 336 p.
2. Ivashkin SV Methods of scientific and technical forecasting of the organization development process / S.V. Ivashkin // Young Scientist. - Novosibirsk, No. 5 (28), Volume I.- 2011.- P. 186-188.
3. Ignatieva A.V. Investigation of management systems: Proc. Manual for universities / A. Ignatieva, M.M. Maksimov. - M.: UNITY-DANA, 2000.- 276 p.
4. Analysis issues and decision-making procedures: Collection of translations / Ed. Ph.D. I. Shakhnova, - M.: "WORLD", 1976. - 248 p.
5. Malin A.S. Research of Control Systems: A Textbook for High Schools / A.S. Malin, V.I. Mukhin. - Moscow: Gardariki, 2002.- 189 p.
6. Berestovoy A.M. Synthesis of the multicriteria nature of the transport system of solidifying liquids. // Вісник Східноукраїнського держ. ун-ту.- Луганськ, 1999.- 6 (22).-P.136-139.
7. Cron G. Investigation of complex systems in parts (diakoptika): Per. From the English / G. Cron. - Moscow: Nauka, 1972.- 542p.
8. Panfilova A. P. Brainstorming in collective decision-making / A. P. Panfilova, - St. Petersburg: Peter, 2005.- 116 p.
9. Aristov SA Simulation modeling of economic processes: textbook / S.A.Aristov. - Ekaterinburg: Publishing house Ural.gos.econ.un-ta, 2004. - 121 p.
10. Berestoviy A. M., ZInchenko S. G. Osnovi modelyuvannya rozvitku transportnih sistem morskogo portu pri vdoskonalenni yogo protsesiv I ob'Ektiv/ Naukoviy vlsnik HersonskoYi derzhavnoYi morskoyi akademiyi #1(14) 2016. Herson. – s.11-18.
11. Bakaev A.A. Ekonomicheskoe modelirovanie razvitiya transportnyh sistem /A.A. Bakaev, V.I. Gritsenko, L.I. Bazhan, V.I. Panchenko. – K.: Naukova dumka, 1991.- S.20.
12. Saveleva I.V. Vliyanie globalizatsii na razvitie portovoy sistemy/I.V. Saveleva// Rozvitok metodiv upravlinnya ta gospodaryuvannya na transporti: Zb. nauk. prats. – Odessa: ONMU, 2006. – Vip. 24. – S.22-32.
13. Saveleva I.V. Ispolzovanie neyronnyh setey v prognozirovanii deyatelnosti predpriyatiy morskogo transporta/ I.V. Saveleva// Metodi ta zasobi upravlinnya rozvitkom transportnih sistem: Zb. nauk. prats. - Odessa: ONMU, 2003. – Vip.6.- S. 76-88.

Кічкіна О.І., Хлопецька Л.Ф., Хлєстова О.А., Зінченко С.Г. Прогнозування розвитку транспортно-технологічної системи морського порту в умовах дерегуляції.

В статті розглянуті основні методи прогнозування і планування розвитку транспортно-технологічної системи морського порту та встановлені закономірності роботи ТТС морського порту в умовах нестабільності і дерегуляції. В якості основного методу прогнозування розвитку транспортно-технологічної системи морського порту в умовах дерегуляції рекомендується застосовувати метод з використанням людино-машинних процедур.

Ключові слова: транспортно-технологічна система, морський порт, метод, прогнозування, дерегуляція, область варіювання

Kichkina O., Khlopetska L., Khlestova O., Zinchenko S. Forecasting the development of the transport-technological system of the sea port in the deregulation.

The main methods of forecasting and planning for the development of the transport and technological system of the seaport port are the restoration of the law of the robot TTS of the port of Moria in the instability of unstable and deregulation. As the main method for forecasting the development of the transport and technological system of the seaport under the conditions of deregulation, it is recommended to apply the method using man-machine procedures.

Key words: transport-technological system, seaport, method, forecasting, deregulation, area of variability

Кічкіна О.І. - к.т.н., доц. кафедри залізничного, автомобільного транспорту, підйомних та транспортних систем Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля

ki4kinaoi@ukr.net

Хлопецька Л.Ф. - старший викладач кафедри «Морські перевезення» Азовського морського інституту Національного університету «Одеська морська академія»

lkhlopetskaya@gmail.com

Хлєстова О.А. - к.т.н., завідувача кафедри «Теплофізики та теплоенергетики металургійного виробництва» Приазовського державного технічного університету

bamami36@gmail.com

Зінченко С.Г. - к.е.н., начальник відділу системи якості Державного підприємства Маріупольський морський торговельний порт

s74@mail.ru

Рецензент д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 13.03.2017

UDK 629.4.027.2

COMPUTER ANALYSIS OF INFLUENCE OF THE FLEXIBLE BODY IN MULTIBODY SYSTEM OF THE RAIL VEHICLE BOGIE ON OUTPUTS PARAMETERS**Dizo J., Blatnický M., Nozhenko O., Kravchenko K.****КОМП'ЮТЕРНИЙ АНАЛІЗ ВПЛИВУ НА ВИХІДНІ ПАРАМЕТРИ НАЯВНОСТІ ПРУЖНОГО ЕЛЕМЕНТА В БАГАТОКОМПОНЕНТНІЙ СИСТЕМІ ВІЗКА РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ****Діжо Я., Блатніцкий М., Ноженко О.С., Кравченко К.О.**

Using computer analyses and simulations of rail vehicles we can carry out static analyses of individual parts of rail vehicles and dynamic analyses of substructure or complete rail vehicle. The Finite Element Method is most frequently used for stress analyses of structures. On the other hand dynamic behaviours and properties are analysed, investigated and evaluated by different approach called Multibody System. Connection of these two procedures considerably extends the possibilities of computer analyses of rail vehicles under various operational conditions. This contribution presents an influence of including a flexible body into the multibody system of a freight wagon bogie on its running behaviour. The flexible multibody system of freight wagon bogie was created and as a flexible body the bogie frame was used. After numerical simulation selected parameters were evaluated in order to assess the flexible body influence on the ride properties of a wagon bogie.

Keywords. *Finite Element Method, Multibody System, Vehicle bogie, Flexible body.*

Introduction. Computer aided modelling and simulations are nowadays widely employed in investigating rail vehicles properties. These include e.g. track interaction and study of track forces, detection and prediction of the mechanism of deterioration and causes of accidents. Therefore it is necessary to develop adequate virtual models of rail vehicles.

Rail vehicle design has to meet the requirements of the vehicle application. Rail vehicles manufacture is consists of several stages. The manufacturing stage and operation of rail vehicles is closely linked to economic factors. Results of simulation calculations contribute significantly to the estimation and prediction of rail vehicles behaviour. However, this requires creation of a representative virtual model. Dynamic simulations of rail vehicles can be performed by means of commercial software working with a rail vehicle model and a system of rigid or deformable bodies which are connected by linking elements.

Motivation for investigation. The properties of rail vehicles as mechanical systems can be designed, studied, evaluated, verified and diagnosed by means of experimental methods [1] and measurements [2 and 3], simulation calculations and optimization using computer software [4, 5 and 6] or also by special equipment in laboratories [7].

In investigating dynamic properties and behaviour of rail vehicles we model and describe these vehicles by means of multibody system dynamics.

A standard multibody system of a rail vehicle contains rigid bodies that are connected by ideal joints, coupling elements [8], contact elements, suspension and spring elements [9] and force elements. Rail vehicle dynamics also involves the phenomena of wheel/rail contact [10 - 13], which significantly influences the rail vehicle properties and wheel/rail contact stress conditions.

Rail vehicle analysis includes applications, where deformations of individual bodies have to be considered as well and taken into account in calculations. Therefore, the rail vehicle multibody system is extended with flexible bodies. Generally, the Finite Element Method is most often used for flexible bodies' implementation into the rail vehicle multi-body system [14]. This however means that a large number of degrees of freedom would be introduced into the rail vehicle model. Therefore we need the so-called reduction of linear degrees of freedom, which represents the principal step for efficient simulation of a rail vehicle multibody system with a flexible body in MBS software. The following Figure 1 gives an overview of the workflow when working with flexible bodies.

Principles of flexible multibody dynamics. The formulation of the finite element method uses a coordinate system firmly fixed to the body to describe the de-formation field of each body.

Flexible bodies and rigid bodies of the rail vehicle multibody system are represented by a set of Cartesian coordinates and have their relative motion restrained by a set of kinematic constraints. There are also other formulations of multibody systems, such as natural coordinates, which can be used with the finite element description of the large motion of flexible bodies. Nevertheless, we need another set of coordinates to define the kinematic constraints between the rigid and flexible bodies of the multibody system.

Several methods have been developed for kinematic description of the motion of a flexible body performing large displacements such as [15, 16] floating frame of reference, convected coordinate system, finite segment method, large rotation vector, and absolute nodal coordinate formulation.

The floating frame of reference formulation is a method that is currently the most frequently used in computer simulation of multibody systems with flexible bodies, and is implemented in commercial multibody computer software [16, 17].

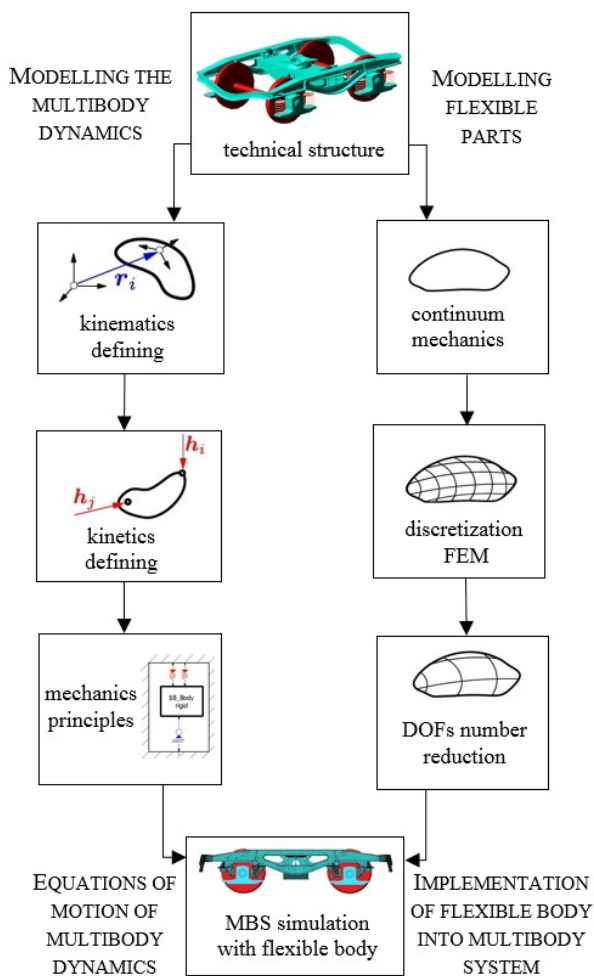


Fig. 1. Workflow procedure in flexible multibody system preparation

In this formulation, the configuration of a flexible body is described by two set of coordinates. One set of coordinates is used for location and orientation of the

selected body coordinate system and the other set is used the body deformation with respect to its coordinate system. Using this approach, the global position vector of the flexible body B^i (Fig. 2) can be written as:

$$r_p = r_i + R_{iP} + u_p \quad (1)$$

All vectors in eq. (1) are in Fig. 2; vectors represent the following: r_p – position vector of the point P , r_i – nonlinear motion of the reference frame K_i , R_{iP} – the position of the point P in the nondeformed state, u_p – superposed linear elastic deformation.

Using the above-described dynamic description we can use the principle of virtual work in dynamics of Lagrange's equations of motion to symmetrically develop the dynamic equation of motion of the flexible body that is undergoing large reference displacements. In this formulation, the equations of motion are expressed in terms of a coupled sets of reference and elastic coordinates. The location and orientation of a selected body are defined by the reference coordinates, and the body deformation with respect to its reference state is defined by the elastic coordinates.

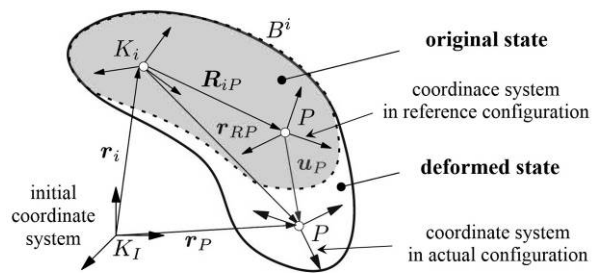


Fig. 2. Representation of a flexible body kinematics

The equations of motion of a flexible body in a rail vehicle multibody system can be written in a general form:

$$M^i \ddot{y}^i + K^i y^i = q_e^i + q_v^i + q_c^i \quad (2)$$

The subscript i indicates the number of bodies, M is the mass matrix, K is the stiffness matrix, y is the vector of the system of generalized coordinates, and vectors q_e , q_v , and q_c are vectors of externally applied forces, Coriolis and centrifugal forces and constraint forces, respectively. The vector q_c can also be rewritten as the vector of Lagrange multipliers λ :

$$q_c^i = -Q^{iT} \lambda \quad (3)$$

where Q represents the Jacobian matrix of the kinematic constraint equations defining the joint constraints and trajectories of the corresponding motion. The equations of motion (2) can also be expressed with a small modification as:

$$M\ddot{y} + Ky = q_e + q_v + q_c \quad (4)$$

If we write the coordinates vector y in the following form:

$$y = [y_r^T, y_f^T]^T, \quad (5)$$

then the matrix form of the equations of motion of the multibody system with a flexible body will be as follows:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} M_{rr} & M_{rf} \\ M_{fr} & M_{ff} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y}_r \\ \ddot{y}_f \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & K_{ff} \end{bmatrix} &= \\ = \begin{bmatrix} (q_e)_r \\ (q_e)_f \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (q_v)_r \\ (q_v)_f \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (q_c)_r \\ (q_c)_f \end{bmatrix} & \quad (6) \end{aligned}$$

The subscript r indicates reference coordinates and the subscript f indicates elastic coordinates [16].

Using the floating frame of reference method for the reduction of flexible bodies leads to a highly nonlinear mass matrix due to the inertia coupling between the reference motion and the elastic deformation, but the stiffness matrix remains the same as the stiffness matrix in structural dynamics. This is because the elastic coordinates are defined with respect to the coordinate system of the body [16].

Procedure of modelling and simulation of the freight wagon bogie with flexible body.

Implementation of the flexible body into the multibody system of rail vehicle requires performing some pre-processing steps to obtain a reduced flexible body. Flexible body reduction can be carried out using FEM software. The general procedure to integrate a flexible body into a multibody system of the rail vehicle bogie can be divided into these main steps:

1. Creating a FE model of the rail vehicle bogie component,
2. Integrating the FE model of the rail vehicle bogie component into the software for multibody system dynamics,
3. Establishing the multibody system of the rail vehicle bogie with a flexible body.

In previous chapters we used the collocation “flexible body reduction”. We thereby understand reduction of degrees of freedom of the FE model. Reduction of degrees of freedom of the FE model is performed in FEM software (step (1) above) and consists of several phases:

1. Defining location of the interface nodes. The flexible body is connected in these nodes to each other in the multibody system of the rail vehicle;
2. Setting up the interface nodes connection to the structure of the flexible body,
3. Defining the coupling nodes as retained nodes, and finally
4. Restricting degrees of freedom.

When the FE model of the rail vehicle bogie component is reduced, we can generate the input files, which are required for multibody software. This file contains all necessary information about flexibility and

properties of the selected rail vehicle bogie component. Once the input data of the flexible body are imported into the multibody software, we can apply to the flexible body joints, constraints, force elements, etc. Deformations of the flexible body are caused by these boundary conditions and loads.

In this part of the paper, we introduce the FE model of the bogie frame. This bogie design is originally French, but today it is produced in several modifications and in several countries.

The procedure of the flexible body preparation includes several parts. First, we have to create a 3D model of the bogie frame using modern software existing for this purpose. This model can be imported into the FEM software, where we create a FEM mesh and perform modal analysis, which is necessary for evaluation of eigenfrequencies and eigenmodes, then we analyse the flexible body behaviour and finally reduce it. After that, the FE model of the bogie frame can be implemented into the multibody dynamic model of the freight wagon bogie.

As noted above, the flexible body reduction expects the interface nodes definition. These nodes have to appear in those locations where the other components of the freight wagon bogie (e.g. axle boxes, wheelsets, suspension, etc.) will be connected to the bogie frame. In our case, these locations are on axle guides, central pivots and side bearers. Inter-face nodes on axle guides serve for the interconnection with axle boxes and suspension elements, and interface nodes on the central pivot and side bearers allow connection of the bogie to wagon body. Figure 3 on the left side shows the FE model of the freight wagon bogie frame created in Ansys FEM software. After definition of interface nodes we imported the model into the MBS software Adams/Rail and set up the FMBS (flexible multibody system) of the freight wagon bogie Y25 (Fig. 3).



Fig. 3 Flexible multibody model of a freight wagon bogie

Once we have set-up the flexible multibody model of the freight wagon bogie, we can perform various simulations to verify the correctness of the model, assess the riding properties of the model, we can compare the results of simulation analyses of the freight

wagon bogie with a flexible bogie frame with the outputs of dynamic behaviour of a freight wagon bogie with a rigid bogie frame, etc.

Following part of this work introduces the comparison of results for simulations analyses of the freight wagon bogie with a rigid bogie frame and a flexible bogie frame.

Simulation analyses were performed on a simple track. We chose the test track – S-curve with general parameters defined in the UIC code [18].

In our case, the S-curve comprises a curve and a reverse curve of $R = 150$ m separated by a section of

straight track measuring 6 m in length. The length of curves is $L = 100$ m. The track has the normal rail gauge of 1435 mm with UIC60 rail profile. This track has no cant and no irregularities were used in the track model for our purposes.

Analyses were performed with one freight wagon bogie without load. The freight wagon bogie ran at the constant speed of 40 km/h. We analysed freight bogie running on the S-curve with both rigid and flexible bogie frames.

Results of analyses are shown in Figure 4.

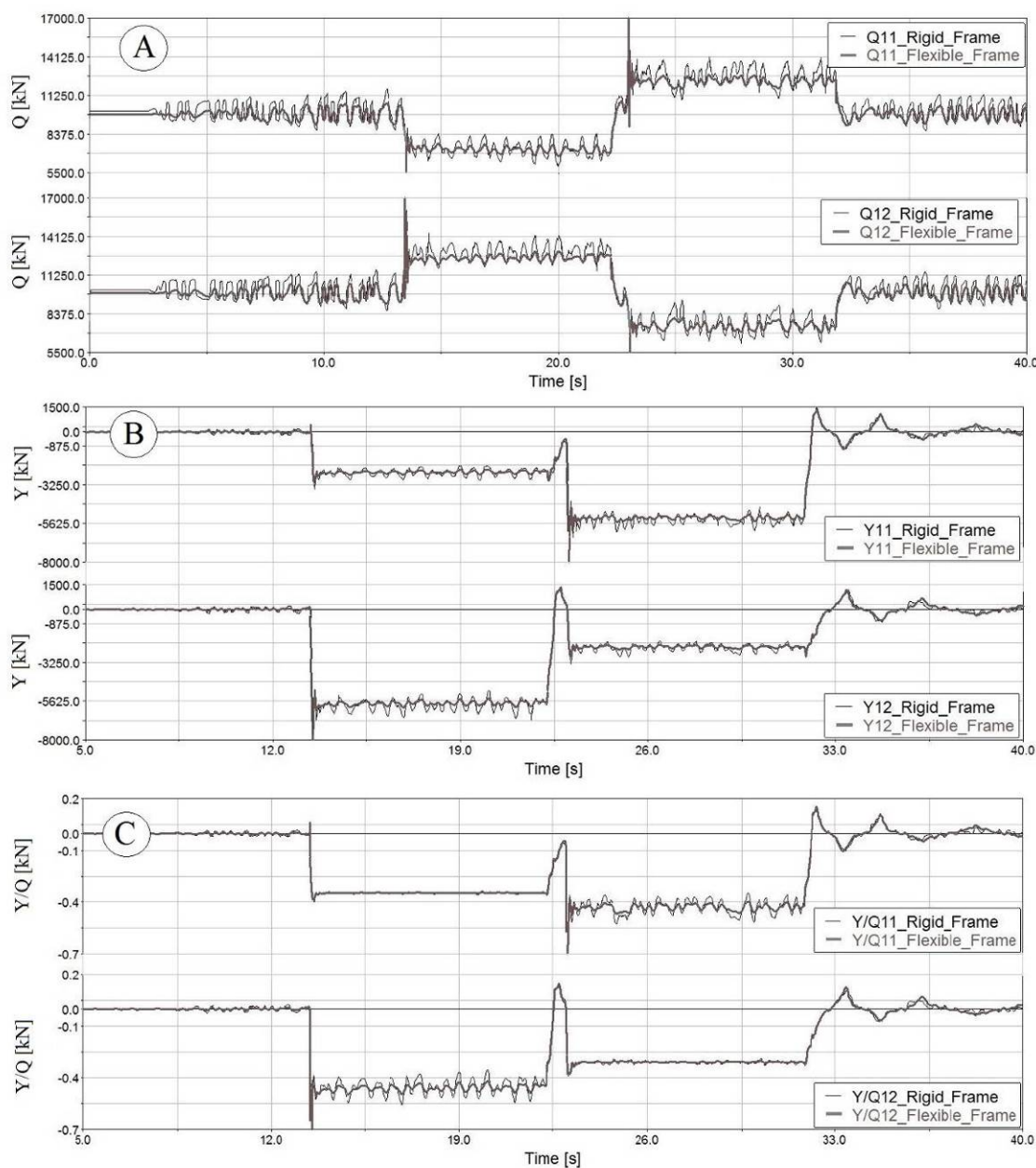


Fig. 4. Comparison of vertical wheel forces (A), lateral wheel forces (B) and derailment quotient (C) of the first wheelset for rigid and flexible bogie frame

In order to assess the riding properties of the freight wagon bogie running with flexible bogie frame, we selected the waveforms of the vertical wheel forces (Q), lateral forces (Y) and derailment quotient (Y/Q).

Moreover, each figure contains two waveforms, one for the rigid bogie frame (thinner curved) and one for the flexible bogie frame (thicker curve) and also details.

Let's have a look at Figure 4. When the bogie enters the curve, values of vertical wheel forces increase (Fig. 4A). In the straight track section, vertical wheel forces correspond to the gravitational load of the bogie.

Further from results we conclude (Fig. 4B) that lateral forces increase also when the bogie enters the curve. In the straight track section lateral forces achieve very small values compared to the values in curves.

Finally, Figure 4C shows the derailment quotient values. Derailment quotient is the ratio of the lateral (Y) and vertical forces (Q), and it expresses safety of a rail vehicle running. As we can see, the maximum values are reached when the bogie is running in curves, similarly to the vertical and lateral wheel forces.

From comparison of the simulation of the freight wagon bogie running with rigid and flexible bodies we can observe the influence of the bogie frame flexibility on the monitored variables. Flexibility of the bogie frame causes a greater damping of vibration.

Conclusion. The aim of this paper is focused on the description of options of multibody system dynamics usage to analyse the rail vehicle containing flexible components. We presented the most commonly used approach to the reduction of the flexible body. Inclusion of flexible bodies into the rail vehicle multibody system provides advanced opportunities for evaluation of the rail vehicle properties and stress in the structure of the rail vehicle components under real operational conditions. It presents including the flexible frame into the freight wagon bogie multibody system, its simulations and evaluation and comparison of results of numerical calculations of the freight wagon bogie running. On one side we found out that the implementation of the flexible body into MBS better correspond to the real bogie behaviour during running but on the other side rising demands on user knowledges, computational time and computer capacity. In our future research we will use this flexible multibody system of a freight wagon bogie to assemble a complete freight wagon model and to perform various analyses for better assessment of the freight wagon riding properties.

Acknowledgement. This paper was created during the processing of the project "RAILBCOT - RAIL Vehicles Brake Components Test Stand", ITMS Code 26220220011 based on the support of Research and Development Operational Program financed by European Fund of a Regional Development. The work was also supported by the Scientific Grant Agency of the Ministry of Education of the Slovak Republic in project No. APVV-0842-11: "Equivalent railway operation load simulator on the roller rig.

References

1. Galliková J. Using of technical diagnostics for an analysis of failure causes and consequences of a selected vehicle / J. Galliková, F. Ruman // *Logistika*, No. 4, DVD-ROM, No. 2, 2015. - Pp. 3296-3301, ISSN 1231-5478.
2. Chernyak A. The experimental research of the dynamic loading of the railway track / Chernyak A., Gerlici J., Nozhenko O., Domin R., Kravchenko K., Lack T. // *Sbornic abstractu. III. ročník konference pro mladé vědecké pracovníky "Experimentální a výpočtové metody v inženýrství"* Usti nad Labem, Czech Republic, (2 – 3 June 2016) – electronic publishing.
3. Suchánek A. Analysis of models for simulation computations and experimental detection of stress and temperatures in braked railway wheel during braking by the brake block / A. Suchánek, J. Harušinec, J. Gerlici, T. Lack // *Dynamics of rigid and deformable bodies 2013, Proceedings, 11th International Scientific Conference: Ústí nad Labem, Czech Republic, October 9 – 11, 2013, Jan Evangelita Purkyně University, 2013, CD-ROM, 11 pages, ISBN 978-80-7414-607-7.*
4. Lack T. Analysis of dynamic properties of railway freight wagon model 2 / T. Lack, J. Gerlici, M. Maňurová // *Innovation in conception, design, manufacture and testing of freight wagons II. January 29 - 30 2015, Žilina, Proceedings, University of Žilina, 2015. - Pp. 51-56, ISBN 978-80-554-0980-1.*
5. Šťastniak P. Freight long wagon dynamic analysis in S-curve by means of computer simulation / P. Šťastniak // *Manufacturing Technology*, Vol. 15, No. 5, November 2015. - Pp. 930-935, ISSN 1213-2489.
6. Troha S. Software testing of the rail vehicle dynamic properties / S. Troha, M. Milovančević, A. Kuchak // *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*. Vol. 13, No. 2, August 2015. - Pp. 9109-121, University of Nis. ISSN 0354-2025.
7. Gerlici J. Analysis of roller rigs for wheel-rail interaction research, Experimental and computational methods in engineering / J. Gerlici, M. Gorgunov, K. Kravchenko, A. Kostyukevich, O. Nozhenko, T. Lack // *3rd Conference for young research scientists, Juni 2-3, 2016, Ústí nad Labem, Jan Evangelita Purkyně University, CD-ROM, 2016. - 8 pages, ISBN 978-80-7561-004-1.*
8. Stamenković D. Recommendations for the estimation of the strength of the railway wheel set press fit joint /Gerlici J., Gorgunov M., Kravchenko K., Kostyukevich A., Nozhenko O., Lack T.// *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 226, No. 1, January 2012. - Pp. 48-61, SAGE Publications Ltd, ISSN 0954-4097.
9. Melnik R. Rail vehicle's suspension monitoring system – Analysis of results obtained in test of the prototype / R. Melnik, M. Kostrzewski // *Key Engineering Materials, 2nd International Conference on Smart Diagnostics of Structures, Cracow, Poland, November 14-16, 2011, Vol. 518, 2012. - Pp. 281-288, ISSN 1013-9826.*
10. Lack T. A modified strip method to speed up the calculation of normal stress between wheel and rail / T. Lack, J. Gerlici // *Applied mechanics and materials*, Vol. 486, 2014. - Pp. 359-370, ISSN 1660-9336.
11. Lack T. The FASTSIM method modification to speed up the calculation of tangential contact stresses between wheel and rail / T. Lack, J. Gerlici // *Manufacturing Technology*. Vol. 13, Issue 4, 2013. - Pp. 486-492. ISSN 1213-2489.

12. Lack T. Tangential stresses for non-elliptical contact patches computed by means of a modified FASTSIM method / T. Lack, J. Gerlici // *Civil-Comp Proceedings*, Issue 1, 2016. - online, ISSN 1336-4509.
13. Miltenović A. Determination of friction heat generation in wheel-rail contact using fem / A. Miltenović, M. Banić, D. Stamenković, M. Milošević, M. Tomić, J. Bucha // *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*. Vol. 13, No. 2, August 2015. - Pp. 99-108, University of Nis, ISSN 0354-2025.
14. Marinković D. Modal space based solutions including geometric nonlinearities for flexible multi-body systems / D. Marinković, M. Zehn, Z. Marinković // *Civil-Comp Proceedings*, Vol. 100, 2012, 8th International Conference on Engineering Computational Technology, ECT 2012, Dubrovnik, Croatia, 4 September 4-7, 2012.
15. Schielen W. Research Trends in Multibody System Dynamics / W. Schielen // *Multibody System Dynamics*, 18, 2007, 3-13, Springer Science + Business Media B.V 2007. DOI 10.1007/s11044-007-9064-4.
16. Shabana A. A. Flexible Multibody Dynamics: Review of Past Recent Developments / A.A. Shabana // *Multibody System Dynamics*, 1: 189-222, 1997.
17. Nowakowski, Ch. Model Order Reduction in Elastic Multibody Systems using the Floating Frame of Reference Formulation / Ch. Nowakowski, J. Fehr, M. Fischer, P. Eberhard // *MATHMOD Vienna 2012*, 7th Vienna Conference on Mathematical Modelling, February 14-17, 2012, Vienna University of Technology.
18. UIC CODE 530 – 2 OR. (2011). Wagons – Running safety, 7th edition, December 2011.
6. Troha S. Software testing of the rail vehicle dynamic properties / S. Troha, M. Milovančević, A. Kuchak // *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*. Vol. 13, No. 2, August 2015. - Pp. 9109-121, University of Nis. ISSN 0354-2025.
7. Gerlici J. Analysis of roller rigs for wheel-rail interaction research, Experimental and computational methods in engineering / J. Gerlici, M. Gorgunov, K. Kravchenko, A. Kostyukevich, O. Nozhenko, T. Lack // 3rd Conference for young research scientists, Juni 2-3, 2016, Ústí nad Labem, Jan Evangelita Purkyně University, CD-ROM, 2016. - 8 pages, ISBN 978-80-7561-004-1.
8. Stamenković D. Recommendations for the estimation of the strength of the railway wheel set press fit joint / Gerlici J., Gorgunov M., Kravchenko K., Kostyukevich A., Nozhenko O., Lack T. // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 226, No. 1, January 2012. - Pp. 48-61, SAGE Publications Ltd, ISSN 0954-4097.
9. Melnik R. Rail vehicle's suspension monitoring system – Analysis of results obtained in test of the prototype / R. Melnik, M. Kostrzewski // *Key Engineering Materials*, 2nd International Conference on Smart Diagnostics of Structures, Cracow, Poland, November 14-16, 2011, Vol. 518, 2012. - Pp. 281-288, ISSN 1013-9826.
10. Lack T. A modified strip method to speed up the calculation of normal stress between wheel and rail / T. Lack, J. Gerlici // *Applied mechanics and materials*, Vol. 486, 2014. - Pp. 359-370, ISSN 1660-9336.
11. Lack T. The FASTSIM method modification to speed up the calculation of tangential contact stresses between wheel and rail / T. Lack, J. Gerlici // *Manufacturing Technology*. Vol. 13, Issue 4, 2013. - Pp. 486-492. ISSN 1213-2489.

References

1. Galliková J. Using of technical diagnostics for an analysis of failure causes and consequences of a selected vehicle / J. Galliková, F. Ruman // *Logistika*, No. 4, DVD-ROM, No. 2, 2015. - Pp. 3296-3301, ISSN 1231-5478.
2. Chernyak A. The experimental research of the dynamic loading of the railway track / Chernyak A., Gerlici J., Nozhenko O., Domin R., Kravchenko K., Lack T. // *Sbornic abstractu. III. ročník konference pro mladé vědecké pracovníky "Experimentální a výpočtové metody v inženýrství"* Ústí nad Labem, Czech Republic, (2 – 3 June 2016) – electronic publishing.
3. Suchánek A. Analysis of models for simulation computations and experimental detection of stress and temperatures in braked railway wheel during braking by the brake block / A. Suchánek, J. Harušinec, J. Gerlici, T. Lack // *Dynamics of rigid and deformable bodies 2013*, Proceedings, 11th International Scientific Conference: Ústí nad Labem, Czech Republic, October 9 – 11, 2013, Jan Evangelita Purkyně University, 2013, CD-ROM, 11 pages, ISBN 978-80-7414-607-7.
4. Lack T. Analysis of dynamic properties of railway freight wagon model 2 / T. Lack, J. Gerlici, M. Maňurová // *Innovation in conception, design, manufacture and testing of freight wagons II*. January 29 - 30 2015, Žilina, Proceedings, University of Žilina, 2015. - Pp. 51-56, ISBN 978-80-554-0980-1.
5. Šťastniak P. Freight long wagon dynamic analysis in S-curve by means of computer simulation / P. Šťastniak // *Manufacturing Technology*, Vol. 15, No. 5, November 2015. - Pp. 930-935, ISSN 1213-2489.
12. Lack T. Tangential stresses for non-elliptical contact patches computed by means of a modified FASTSIM method / T. Lack, J. Gerlici // *Civil-Comp Proceedings*, Issue 1, 2016. - online, ISSN 1336-4509.
13. Miltenović A. Determination of friction heat generation in wheel-rail contact using fem / A. Miltenović, M. Banić, D. Stamenković, M. Milošević, M. Tomić, J. Bucha // *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*. Vol. 13, No. 2, August 2015. - Pp. 99-108, University of Nis, ISSN 0354-2025.
14. Marinković D. Modal space based solutions including geometric nonlinearities for flexible multi-body systems / D. Marinković, M. Zehn, Z. Marinković // *Civil-Comp Proceedings*, Vol. 100, 2012, 8th International Conference on Engineering Computational Technology, ECT 2012, Dubrovnik, Croatia, 4 September 4-7, 2012.
15. Schielen W. Research Trends in Multibody System Dynamics / W. Schielen // *Multibody System Dynamics*, 18, 2007, 3-13, Springer Science + Business Media B.V 2007. DOI 10.1007/s11044-007-9064-4.
16. Shabana A. A. Flexible Multibody Dynamics: Review of Past Recent Developments / A.A. Shabana // *Multibody System Dynamics*, 1: 189-222, 1997.
17. Nowakowski, Ch. Model Order Reduction in Elastic Multibody Systems using the Floating Frame of Reference Formulation / Ch. Nowakowski, J. Fehr, M. Fischer, P. Eberhard // *MATHMOD Vienna 2012*, 7th Vienna Conference on Mathematical Modelling, February 14-17, 2012, Vienna University of Technology.
18. UIC CODE 530 – 2 OR. (2011). Wagons – Running safety, 7th edition, December 2011.

Діжо Я., Блатніцкий М., Ноженко О.С., Кравченко К.О. Комп'ютерний аналіз впливу на вихідні параметри наявності пружного елемента в багатокомпонентній системі візка рейкових екіпажів

Використання комп'ютерного аналізу і моделювання рейкових транспортних засобів дозволяє проводити статичний аналіз окремих частин рейкових транспортних екіпажів і динамічний аналіз субструктури або повного рейкового транспорту. Метод кінцевих елементів найбільш часто використовується для аналізу напружень в елементах конструкції. З іншого боку, динамічну поведінку і властивості аналізуються, досліджуються і оцінюються за допомогою іншого підходу - мультикомпонентної системи. Поєднання цих двох підходів значно розширює можливості комп'ютерних досліджень рейкових транспортних засобів в різних експлуатаційних умовах. Такий принцип побудови досліджень передбачає включення пружного тіла в багатокомпонентну систему і оцінку його впливу на роботу конструкції в цілому. Була створена пружна багатокомпонентна модель візка вантажного вагона, і в якості пружного тіла була використана рама візка. За результатами чисельного моделювання були обрані параметри для оцінки впливу пружного тіла на характеристики руху візка вагона.

Ключові слова: метод кінцевих елементів, мультикомпонентна система, візок транспортного засобу, пружне тіло.

Діжо Я., Блатніцкий М., Ноженко Е.С., Кравченко Е.А. Компьютерный анализ воздействия на выходные параметры наличия упругого элемента в многокомпонентной системе тележки рельсовых экипажей.

Используя компьютерный анализ и моделирование рельсовых транспортных средств, мы можем проводить статический анализ отдельных частей рельсовых транспортных экипажей и динамический анализ субструктуры или полного рельсового транспорта. Метод конечных

элементов наиболее часто используется для анализа напряжений в элементах конструкции. С другой стороны, динамическое поведение и свойства анализируются, исследуются и оцениваются с помощью другого подхода, называемого мультикомпонентной системы. Соединение этих двух подходов значительно расширяет возможности компьютерных исследований рельсовых транспортных средств в различных эксплуатационных условиях. Такой принцип построения исследований предполагает включение упругого тела в многокомпонентную систему и оценку его влияния на работу конструкции в целом. Была создана упругая многокомпонентная модель тележки грузового вагона, и в качестве упругого тела была использована рама тележки. По результатам численного моделирования были выбраны параметры для оценки влияния упругого тела на характеристики движения тележки вагона.

Ключевые слова: метод конечных элементов, мультикомпонентная система, тележка транспортного средства, упругое тело.

Діжо Я. – к.т.н., старший викладач кафедри транспорту і вантажно-розвантажувального обладнання Жилинського університету (Словацька республіка).

Блатніцкий М. - к.т.н., старший викладач кафедри транспорту і вантажно-розвантажувального обладнання Жилинського університету (Словацька республіка).

Ноженко О.С. – к.т.н., доцент кафедри залізничного транспорту Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Кравченко К.О. – к.т.н., доцент кафедри залізничного транспорту Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 14.03.2017

UDK 621.316.72

MODIFICATION OF THE WHEEL PROFILE TO IMPROVE VEHICLE EFFICIENCY DURING RIDE IN SMALL-RADIUS CURVES

Hauser, V., Loulová, M., Nozhenko, O.S., Kravchenko, K.O.

ВДОСКОНАЛЕННЯ ПРОФІЛЮ КАТАННЯ КОЛЕСА ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВПИСУВАННЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ В КРИВІ МАЛОГО РАДІУСУ

Хаусер В., Лоулова М., Ноженко О.С., Кравченко К.О.

The process of ride in curved track sections is a serious problem of railway transport that requires high attention. Vehicle as well as track parameters have to be taken into account. Special attention is taking place in the environment of mass transit, for which higher amount of small radius curves being applied is specific. The outcome of such operation of vehicles is an increase in vehicle's effects on the track in the rail-wheel contact resulting in increased ride resistance, creep in the rail-wheel contact patch, speeding up the process of wear in the contact-pair as well as noise generation. At present, a variety of technical solutions for the vehicle bogie design as well as rail designs focused on decreasing of these negative effects exists. Their use in smaller radius curves however, cannot give acceptable results and often causes complications in bogie design. The authors give a concept of creep reduction in rail-wheel contact in this paper, which doesn't require complicated bogie design. The proposed solution is supported by dynamical analysis simulation of the vehicle ride.

Keywords: creep in wheel-rail contact, track curves of small radius, wheel profile.

Introduction. Currently used solutions for reducing the wear of rail-wheel pair and especially noise include lubricating devices installed in the rail or the vehicle, widening of the track free channel [13], setting the bogie axles to radial position, independent mount of the wheels on the axle [8], optimalization of the ride surface of the wheel [14], adding mechatronic parts into bogies, placing noise-absorbing rubber parts in the bogie and in the rail seating. [3, 4, 6] These solutions are focused on reducing the negative effects, but do not eliminate its cause in sufficient measure, or their application leads inevitably to complicated design of the bogie.

Creep in the rail-wheel contact emerges in lateral and longitudinal direction. The creep in lateral direction reaches higher values in curves with smaller radius. However, it is possible to effectively eliminate it by using bogie design, which allows setting of the axles

to a radial position. [7] The aim of the work is to find a solution, which would eliminate the cause of longitudinal creep in the wheel-rail contact and still not make the design too complicated. The presented solution is supported by a dynamical analysis simulation of a vehicle ride.

The problem analysis. Curve radius, at which the axle is able to ride through without creep can be determined using the equation:

$$R \geq \frac{2Sr}{\Delta r}, \text{ [mm]} \quad (1)$$

where:

2S is contact circles distance, mm;

R is wheel radius, mm;

Δr is the value of the wheel profile delta function at the moment the clearance provided by the track channel is completely reduced, mm [5].

For a tram axle designed for a gauge of 1000 mm, with a wheel radius of 340 mm, KP-1 profile, contact circles distance $2S = 1061.9$ mm and value $\Delta r = 5.5$ mm, the minimal value of the curve radius, that can be run theoretically without creep is 65.64 m. For example in Bratislava the city railways vehicles commonly operate on tracks with radiuses starting from 17 m. It is therefore necessary to examine the options of increasing the Δr value in formula (1). The relation of the desired Δr value to the track radius can be expressed, based on the formula (1) as shown in Fig. 1.

Increase in the Δr value by increasing the value of the ride surface conicity cannot be seen as a suitable solution. Such intervention in the wheel profile geometry would lead to a more significant undulatory movement and thus worsening the vehicle ride stability at higher velocities. Thereby a conflicting requirement on increasing the Δr value without intervening in the existing wheel profile ride surface geometry.

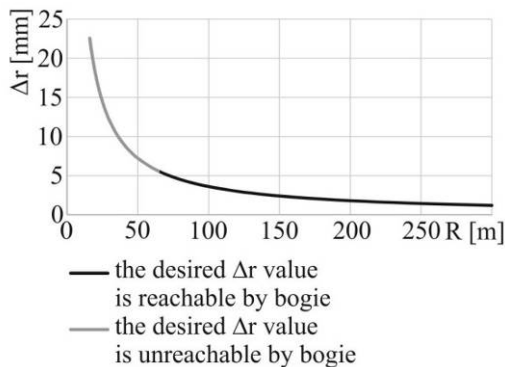


Fig. 1. Desired value Δr necessary for ride in curve without creep

Proposed solution. Described requirement can be fulfilled by creating new point of rail-wheel contact. We suggest solving this situation by using a wheel profile with an extended ride surface designed for a ride in small radius curves, located on the outer side of the wheel profile. A schematically picture of the axle with an extended profile and the principle of its ride through track curve is given in Fig. 2.

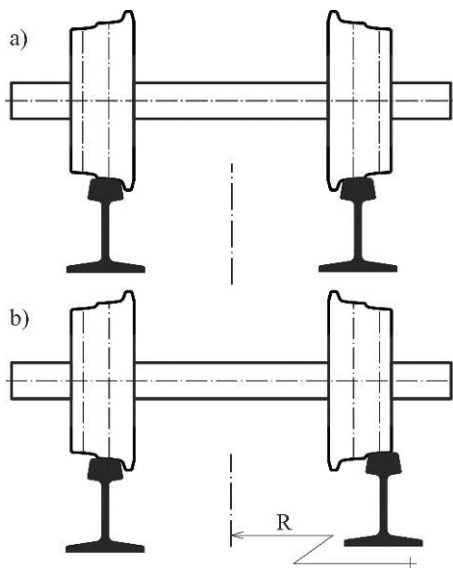


Fig. 2. Wheelset equipped with an additional tread a – during ride on a straight track, b – during ride in track arc

The inner part of the wheel profile is identical with the former profile. Ride characteristics of the vehicle during ride on a straight track or in curved track with a large radius therefore stays unchanged. An additional tread is designed on the outer part of the profile for ride of the axle on curved track with small radius. In curved track the outer wheel therefore rides on the additional tread of a smaller radius, allowing the required shift in delta r function curve to be achieved.

For an effective use of the additional tread, it is necessary to determine its displacement from the original profile in lateral and vertical direction appropriately, defined using the dimensions y and z on Fig. 3. For cre-

ating the geometry of the secondary tread, it is possible to use a segment of the original wheel tread.

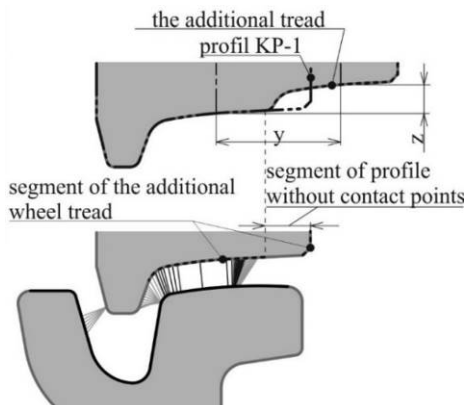


Fig. 3. Placement of the additional tread on the wheel profile

The displacement in lateral direction should be minimal, to avoid significant increase in material volume and thus the mass of the wheel rim. However, its minimal value is limited by the distribution of the given wheel-rail pair contact points. For placing the additional tread, we suggest using the outer part of the original wheel profile, where the profile doesn't have any contact points with the rail. A certain widening of the wheel profile is necessary nevertheless. In the considered case of profile KP-1, a lateral displacement of the additional tread from the original one $y = 50$ mm was chosen.

The displacement in vertical direction is dependent on the wheel profile Δr function value at the moment the clearance provided by the track channel is completely reduced. For an effective use of the additional tread to be provided, following formula can be derived for the value z :

$$z = 2\Delta r + \frac{y \cdot \Delta r}{2S}, \text{ [mm]} \quad (2)$$

In the considered case of the original profile KP-1, the vertical displacement of the additional wheel tread value z is 11.5 mm. The required and achieved Δr value curve (as given in Fig. 1) is therefore changed in a way shown in Fig. 4.

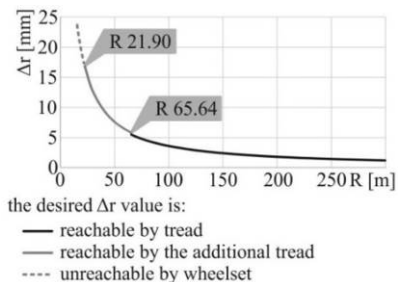


Fig. 4. Desired and attainable Δr value for ride of the wheelset in curve without creep

Based on the given theoretical consideration it is possible to expect more favorable ride in curve with a

radius smaller than 65.64 m thanks to the use of an additional tread. A theoretical prerequisite for a wheelset ride without creep is created for a track curve radius of up to 21.9 m.

Vehicle ride simulation. For the purpose of verifying this prerequisite, a series of vehicle ride dynamics simulation analysis was performed in simulation program SIMPACK with the aim of finding the dependency of the monitored quantities from the track curve radius [1, 2, 9, 10, 12]. From among the examined quantities, the power dissipation arising from the vehicle ride resistance in track curve represents the effectiveness of the vehicle ride in curved track well. The curves of this quantity in three different situations are compared in this article. In the first case, a vehicle without the possibility of steering the wheelsets nor the wheel profile with additional tread is considered. In the second case we consider a vehicle with a steering wheelsets possibility and without the proposed wheel profile design. The third case considers a vehicle with steering wheelsets equipped with the described new wheel profile design. The vehicle parameters basically resemble the ones of a T3 tram.

For obtaining an overall view of the vehicle behaviour it is necessary to evaluate the monitored quantities in dependence on the track curve radius. One of the ways to achieve such dependence is a simulation of vehicle ride along a track transition curve of a sufficient length. A track transition curve is a track section, where the radius of the curve is continuously changed. It can have various shapes. According to the TNŽ 73 63 61 standard [13], a transition curve in the shape of a clothoid is allowed to be used in the track. In case the clothoid connects a straight track section with a circular curve, it is possible to calculate the values of its virtual radius in the considered place with the use of the following formula:

$$R = \frac{R_2 \cdot l}{s} \text{ [m]}, \tag{3}$$

where

R is the track curve virtual radius, m;

R₂ is the radius of the circular track curve on the end of the transition curve, m;

l is the overall length of the transition curve, m;

s is the transition curve length measured from its beginning to the considered place, m.

In case the radius changes smoothly enough, the track section on which the vehicle is located currently can be considered as an curve with a constant radius. Therefore, the distance travelled along the track represented on the horizontal axis of the considered quantity curves can be calculated with the use of formula (3) for the track curve radius in the considered place.

In the subsequent simulation, a ride on a track composed from a straight section designed for consolidation of the vehicle ride, a track transition curve in the shape of a clothoid with a length of 10 km and a circular arc with a radius of 17 metres. The shape of the track is shown in the Fig. 5.

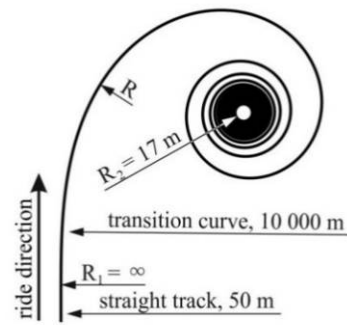


Fig. 5. Track in the shape of a transition curve

Results. Comparison of the vehicle power dissipation during a ride at the speed of 10 km.h⁻¹ is given in Fig. 6. Because of a big amount of the calculated values, only power dissipation curves for the curve radius interval from 17 to 100 m, hence the area, where an effective application of the proposed design can be expected are presented. Power dissipation needed to cover the creep in longitudinal direction P_x and in lateral direction P_y are given separately, but the vehicle covers both power dissipations at the same time.

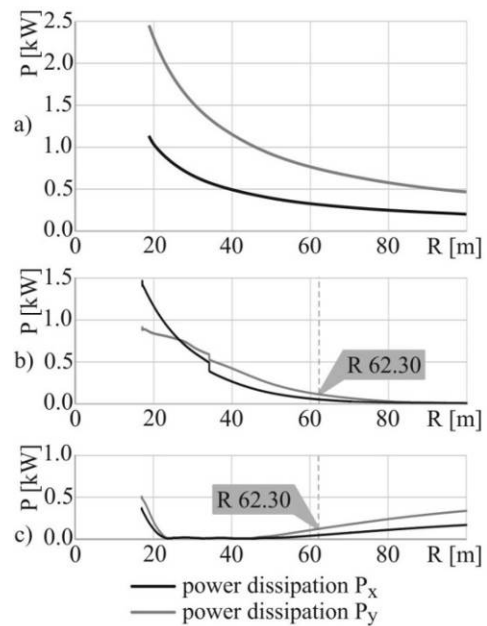


Fig. 6. Power dissipation of the vehicle: a – without the possibility to steer the wheelsets and additional tread, b – with the possibility to steer the wheelsets and without additional tread, c – with the possibility to steer the wheelsets and with the use of additional tread

Based on the simulation analysis of a ride in track transition curve it can be concluded, that in the case of vehicle ride in track curve with a small radius, it is possible to achieve more favorable ride parameters in a wider track curve radius interval.

From the comparison of the given simulation analysis can be evaluated, that a ride of a vehicle with use of an additional tread is more favorable in a curve with a

radius smaller than 62.3 m in terms of power dissipation curves. From the given graphs it is evident, that it comes to significant reduce of negative effects in the monitored area when using the additional tread. In the track curve radius range of 23.55 to 44.88 m the power dissipation is practically eliminated.

For the described way of vehicle ride in track curves with small radius to be able to be put to use, it is necessary to focus on creating an altered regime of wheel rolling during ride as well as examining vehicle response to such change. The authors are currently dealing with the problem.

Acknowledgement. The work was supported by the Scientific Grant Agency of the Ministry of Education of the Slovak Republic and the Slovak Academy of Sciences in project No. 1/0347/12: “Railway wheel tread profile wear research under the rail vehicle in operation conditions simulation on the test bench”, project No. 1/0383/12: “The rail vehicle running properties research with the help of a computer simulation.” and the project No. APVV-0842-11:

“Equivalent rail-way operation load simulator on the roller rig”. Research-Educational Center of Rail Vehicles (VVCKV).

References

- Dižo J. Analysis of a goods wagon running on a railway test track / J. Dižo // In: Manufacturing technology: journal for science, research and production. ISSN 1213-2489. Vol. 16, no. 4, 2016. - Pp. 667-672.
- Dižo J., Blatnický M., Skočilasová B. Computational modelling of the rail vehicle multibody system including flexible bodies / J. DIŽO, M. BLATNICKÝ, B. SKOČILASOVÁ // In: Communications: scientific letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. Vol. 17, no. 3, 2015. - p. 31-36.
- Evans J.R., Optimising the wheel/rail interface on a modern urban rail system / J.R. Evans, T.K.Y. Lee, C.C. Hon // In Vehicle System Dynamics. 2009. - P. 119-127. ISSN 1744-5159.
- Wang W. Running performance of steering truck with independently rotating wheel considering traction and braking / W. Wang, Y. Suda, Y. Michitsuji // In Vehicle System Dynamics, 2008 - P. 899 – 909. ISSN 1744-5159.
- Gerlici J. The Rail – Wheel contact. / J. Gerlici, T. Lack // Žilina: Žilinská univerzita, 2004. - 200 p. ISBN 80-8070-317-5.
- Gerlici J. Railway wheel and rail head profiles development based on the geometric characteristics shapes / J. Gerlici, T. Lack // In: Wear: an international journal on the science and technology of friction, lubrication and wear. Vol. 271, No. 1-2 Sp. 2011. - p. 246-258. ISSN 0043-1648.
- Заява на деклараційний патент на корисну модель № u201609015, кл. B61F5/30. Візок вагона / Ю. Герліці, Т. Лак, В. Хаусер, М. Манюрова, О.С. Ноженко, К.О. Кравченко - № u201609015, заявл. 25.08.2016.
- Chudzikiewicz A. Modelling and Simulations of Dynamics of the Low-floor Tramcar with Independently Rotating Wheels / A. Chudzikiewicz, M. Sowińska // In Transcom 2015, Žilina. 2015. – 6 p. ISBN 978-80-554-1048-7
- Lack, T. Rail vehicle dynamics properties investigation by means of simulation computations / T. Lack, J. GERLICI // In: Dynamics of rigid and deformable bodies. Ústí nad Labem, 2016. - 7 p., ISBN 978-80-7561-016-4
- Lack, T. Railway wheel and rail roughness analysis / T. Lack, J. Gerlici // In: Communications: Scientific Letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. Vol. 11, No. 2, 2009 - pp. 41-48.
- SIMPACT A.G. Documentation to the program system SIMPACK. 2014 – 4535 p.
- TNŽ 73 63 61 Geometrical position and layout of railways with 1000 mm gauge, ŽSR: Bratislava, 2007, - 37 p.
- Asadchenko V.R. Avtomaticheskie tormoza 1. Dižo J. Analysis of a goods wagon running on a railway test track / J. Dižo // In: Manufacturing technology: journal for science, research and production. ISSN 1213-2489. Vol. 16, no. 4, 2016. - Pp. 667-672.
- Dižo J., Blatnický M., Skočilasová B. Computational modelling of the rail vehicle multibody system including flexible bodies / J. DIŽO, M. BLATNICKÝ, B. SKOČILASOVÁ // In: Communications: scientific letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. Vol. 17, no. 3, 2015. - p. 31-36.
- Evans J.R., Optimising the wheel/rail interface on a modern urban rail system / J.R. Evans, T.K.Y. Lee, C.C. Hon // In Vehicle System Dynamics. 2009. - P. 119-127. ISSN 1744-5159.
- Wang W. Running performance of steering truck with independently rotating wheel considering traction and braking / W. Wang, Y. Suda, Y. Michitsuji // In Vehicle System Dynamics, 2008 - P. 899 – 909. ISSN 1744-5159.
- Gerlici J. The Rail – Wheel contact. / J. Gerlici, T. Lack // Žilina: Žilinská univerzita, 2004. - 200 p. ISBN 80-8070-317-5.
- Gerlici J. Railway wheel and rail head profiles development based on the geometric characteristics shapes / J. Gerlici, T. Lack // In: Wear: an international journal on the science and technology of friction, lubrication and wear. Vol. 271, No. 1-2 Sp. 2011. - p. 246-258. ISSN 0043-1648.
- Zayava na deklaracijnij patent na korisnu model' № u201609015, kl. B61F5/30. Vizok vagona / YU. Gerlici, T. Lak, V. Hauser, M. Manyurova, O.S. Nozhenko, K.O. Kravchenko - № u201609015, zayavl. 25.08.2016.
- Chudzikiewicz A. Modelling and Simulations of Dynamics of the Low-floor Tramcar with Independently Rotating Wheels / A. Chudzikiewicz, M. Sowińska // In Transcom 2015, Žilina. 2015. – 6 r. ISBN 978-80-554-1048-7
- Lack, T. Rail vehicle dynamics properties investigation by means of simulation computations / T. Lack, J. GERLICI // In: Dynamics of rigid and deformable bodies. Ústí nad Labem, 2016. - 7 r., ISBN 978-80-7561-016-4
- Lack, T. Railway wheel and rail roughness analysis / T. Lack, J. Gerlici // In: Communications: Scientific Letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. Vol. 11, No. 2, 2009 - pp. 41-48.
- SIMPACT A.G. Documentation to the program system SIMPACK. 2014 – 4535 p.
- TNŽ 73 63 61 Geometrical position and layout of railways with 1000 mm gauge, ŽSR: Bratislava, 2007, - 37 p.

13. Zelenka J. Relationship wheel-rail in tram traffic condition / J. Zelenka, M. Kohout // 2012. Online: http://www.sdpcr.cz/WD_FileDownload.ashx?wd_systemtyp&id=34&wd_pk=W-zEzMDMsWzMwXV0%3D

Хаусер В., Лоулова М., Ноженко О.С., Кравченко К.О. Вдосконалення профілю катання колеса для підвищення ефективності вписування транспортного засобу в криві малого радіусу

Важливим питанням, що вимагає додаткових досліджень, є процес проходження кривих ділянок колії. Особливої уваги вимагає дане питання в умовах організації міського руху на залізничному транспорті, особливою якою є наявність великої кількості кривих малого радіуса, що призводить до виникнення підвищеного впливу в контакті «колесо-рейка», підвищенню опору руху, зносу і шуму, збільшується швидкість ковзання в контакті «колесо-рейка». Авторами розглядається можливість зменшення поздовжньої швидкості ковзання шляхом модифікації поверхні катання колеса і рейки. Розроблено технічне рішення, яке спрямоване на усунення швидкості ковзання в контакті «колесо-рейка» - причини виникнення підвищеного впливу транспортного засобу на колію - без значного ускладнення конструкції візка. Запропонована модифікація профілю колеса шляхом створення додаткової поверхні катання, призначеної виключно для проходження кривих ділянок колії малого радіуса. Запропоноване технічне рішення відповідно до результатів моделювання руху рухомого складу в кривій малого радіусу дозволяє проходити криві радіусом від 65,64 до 21,9 м без проковзування, що призведе до зменшення опору руху, зниження зносу в контакті «колесо-рейка» і шуму, також дозволить поліпшити ходово-динамічні якості екіпажу при проходженні кривих малого радіусу.

Ключові слова: відносна швидкість руху в контакті колеса з рейкою, крива малого радіусу, профіль колеса.

Хаусер В., Лоулова М., Ноженко Е.С., Кравченко Е.А. Усовершенствование профиля катания колеса для повышения эффективности вписывания транспортного средства в кривые малого радиуса

Важным вопросом, требующим дополнительных исследований, является процесс прохождения кривых участков пути. Особенно внимания требует данный вопрос в условиях организации городского железнодорожного движения, особенностью которого является

наличие большого количества кривых малого радиуса, что приводит к возникновению повышенного воздействия в контакте «колесо-рельс», повышению сопротивления движения, износа и шума, увеличивается скорость скольжения в контакте «колесо-рельс». Авторами рассматривается возможность уменьшения продольной скорости скольжения путем модификации поверхности катания колеса и рельса. Разработано техническое решение, направленное на устранение скорости скольжения в контакте «колесо-рельс» - причины возникновения повышенного воздействия транспортного средства на путь - без значительного усложнения конструкции тележки. Предложена модификация профиля колеса путем создания дополнительной поверхности катания, предназначенной исключительно для прохождения кривых участков пути малого радиуса. Предложенное техническое решение в соответствии с результатами моделирования движения подвижного состава в кривой малого радиуса позволяет проходить кривые радиусом от 65,64 до 21,9 м без проскальзывания, что приведет к уменьшению сопротивления движению, снижению износа в контакте «колесо-рельс» и шума, также улучшатся ходово-динамические качества экипажа при прохождении кривых малого радиуса.

Ключевые слова: относительная скорость скольжения в контакте колеса с рельсом, кривая малого радиуса, профиль колеса.

Хаусер В. – аспірант кафедри транспорту і вантажно-розвантажувального обладнання Жилинського університету (Словацька республіка).

Лоулова М. – к.т.н., старший викладач кафедри транспорту і вантажно-розвантажувального обладнання Жилинського університету (Словацька республіка).

Ноженко О.С. – к.т.н., доцент кафедри залізничного транспорту Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Кравченко К.О. – к.т.н., доцент кафедри залізничного транспорту Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 14.03.2017

UDK 629.4

ANALYSIS OF TRAMWAY VEHICLE DERAILMENT SAFETY DURING RIDE IN CURVES WITH SMALL RADIUS

Loulová M., Hauser V., Nozhenko O.S., Kravchenko K.O.

ОЦЕНКА КОЭФФИЦИЕНТА БЕЗОПАСНОСТИ ОТ СХОДА С РЕЛЬСОВ ВАГОНА ПРИ ДВИЖЕНИИ В КРИВОЙ МАЛОГО РАДИУСА

Лоулова М., Хаусер В., Ноженко Е.С., Кравченко Е.А.

An inseparable part of big cities is the mass transit, buses, trolley buses and tramways riding through narrow streets of the city. Tramways in cities often ride in track curves of a small radius, which is followed by an increased effect of the vehicle on the track in the rail- wheel contact and excessive noise generation. Exactly with the aim to reduce these undesirable effects we designed a tram bogie with a possibility to steer the wheelsets. This mechanism is registered under utility model Nr. 201609015. A comparison of safety against derailment results for a tram vehicle riding through a S-curve with a diameter of 25 metres is given in the article. Three cases are compared: the first case is a T3 tram vehicle with original bogies, the other two cases represent a tram vehicle with changes in the bogie design - one with the bogies of the vehicle aligned with front parts facing each other, second with bogies facing each other with the rear part.

Keywords: safety against derailment, S-curve, wheel profile, tramway, radial steering of the wheelsets.

Introduction

The existence of buckling of the track of rail is inevitable in rail transport. They arise from the configuration of the rail from sections with and without superelevation as well as from the differences in superelevation. The contemporary occurrence of horizontal force and the buckling of the track wheel lifting force in curves can lead to derailment of the vehicle, if both effects are present during a ride on a track of a sufficient length. The vehicle derailment problem is a subject to safety against derailment testing. The problem was already examined by Nadal in 1908 and the outcomes of his work are widely used by railways over the world up to this day. [4, 5, 11]

The safety against derailment is affected by the vehicle with the torsional stiffness of its car, torsional stiffness of the bogie frame, eccentricity of the centre of gravity or torsional hysteresis during torsion. The track transition curve, superelevation excess or insufficiency or eventually their difference also influence safety against derailment. [8, 13] Vehicle safety is determined

by static testing of the vehicle safety against derailment. The testing verifies the vehicle ability to ride safely on a buckling of the track. [14, 18]

Due to the fact, that by the first approval of all vehicles it is necessary to perform all necessary tests, which are financially and time demanding, it is convenient to perform a dynamical analysis of the vehicle before the testing. [1, 2, 3, 12]

Safety against derailment (SAD)

Safety against derailment is given by the ratio of forces in the horizontal plane (the guiding force) Y to the forces in the vertical plane (wheel force) Q . The derailment takes place, when the sum of the vertical component of the normal and tangential forces is sufficient to compensate the vertical wheel force. It is assumed, that in the point of contact with the wheel flange clear creep in vertical downward direction arises. The limit value $(Y/Q)_{lim}$ for the wheel flange to start climbing up the rail head is affected by:

- steepness of the wheel flange
- frictional forces between the wheel flange and the rail (these forces are determined by the characteristics of the wheel tread and rail in the point of contact and the angle of attack between the wheel and rail).

When it comes to climbing of the flange on the rail head, it is guaranteed that the wheel touches the rail at one point and the angle of inclination of the tangent plane is β . Then the wheel affects the rail with critical value of the guiding forces Y . The critical ratio of SAD is then:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim} = \frac{N \cdot \sin \beta - N \cdot f_y \cos \beta}{N \cdot \cos \beta + N \cdot f_y \sin \beta} = \frac{tg \beta - f_y}{1 + f_y tg \beta} \quad [-] \quad (1)$$

where

Y is the guiding force, N;

Q is the wheel force, N;

N is the normal force, N;
 β is the angle of flange, N.

Based on the research of the european railway administrations, a limit value for (Y/Q) lim of 1.2 at flange steepness 70° has been set. The limit value is to be calculated for other flange steepness values (the Nadal equation):

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan \gamma - 0.36}{1 + 0.36 \tan \gamma} \quad [-] \quad (2)$$

If a reference tested vehicle exists with a proved calculation of SAD according to given testing conditions, the testing can be omitted, if the results of the new calculation are below the reduced limit value (Y/Q) lim = $0.9 \times 1.2 = 1.08$ (the safety coefficient is 10% of the limit value). [6, 7, 17]

Conditions of simulation

For the needs of the research of the safety against derailment impact we used improved bogie model of a T3 tram car, which was described in utility model Nr. u201609015. The model was created in CATIA V5R20. The dynamic simulation was performed in SIMPACK 9.10 program. [15, 16] The input parameters of the vehicle were taken from the T3 tram, which was modelled both with the original bogies and with bogies equipped with the designed mechanism allowing radial steering of the wheelsets [9]. We decided to compare the original bogie with the presented adjusted design in the simulation and examine the effects of steering the wheelsets on SAD. Therefore we compare three cases: a tram with original bogies, a tram with changed bogie design and with bogies facing each other with the front of the bogie frame and a tram with changed bogies facing each other with the frame rear (Fig. 1). The part of the bogie frame with wheelset being seated in only one axlebox is considered the frame front.

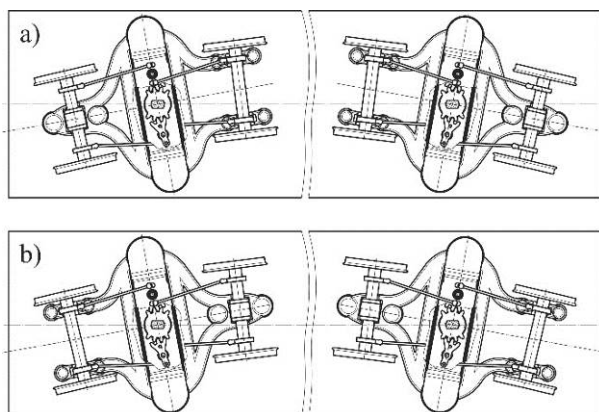


Fig. 1. Bogies under the vehicle

a – with the bogies of the vehicle aligned with front parts facing each other, b – with bogies facing each other with the rear part

The wheelset radial steering mechanism is also used in some other railway vehicles. In general it is

made of various types of steering rods connecting axleboxes of individual axles. The mechanism requires a gearwheel segment to be fixed on the bottom of the vehicle car. Steering of the bogie is realised using rotation around the pivot. Levers with gear segment are situated on the gear frame and pivotally mounted on it. They are coupled with axleboxes using steering rods. The mechanism allows achieving a more favorable wheelsets position in curves. However, in case of trams it is necessary to provide steering of the wheelsets in a relatively wide range.

The track used for the calculation was defined according to TNŽ 73 63 61 standard [16], consisting of straight segments, transition segments, and two curves of opposite direction with 25 meters radius. The length of track segments and their layout is shown in Fig. 2.

The rails are seated with a lateral superelevation of 33.6 mm. The track gauge is 1 000 mm. In first case the rails has a NT1 profile all along the track and the wheel profile was set to KP-1.

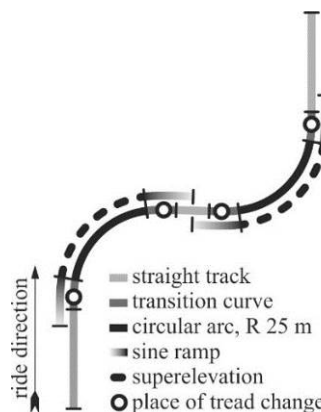


Fig. 2. Track segment layout

In the other two cases the rail has a NT-1 profile on the straight section and a special shape (Fig. 3) in curve sections. In these cases the wheel profile KP-1 was used as well, but it was adjusted using an additional tread on the outer side of the wheel, a detailed description of the profile is given in patent Nr. a201701589. [10].

The tread change is performed on a wheel situated on the inner side of a track curve at the position of transition curve, where the curve radius measured from the track axis reaches a value of 65,64 m. At this point, a change in the rail profile takes place. The rail profile placed in an curve of a small radius is offset against the original profile in lateral and vertical direction for a value identical with lateral and vertical displacement of the wheel profile. The change of wheel tread is performed through vehicle passing this part of the track, as is shown in Fig. 3.

When a wheelset enters a track curve, it attacks the outer rail. In a curve with a diameter corresponding the change of the tread, the clearance provided by the track free channel is considered to be completely reduced. If the change of the tread would be performed using an instant offset of the rail profile, as shown in Fig. 3, it

would result in a step change of the Δr value. The wheelset would suddenly get into a position favourable for a ride in curve with a radius of 21,9 m, although the track radius in the given place is 65,64 m, which would lead to violent attack on the rail. An instant offset of the rail profile would therefore become a source of lateral excitation, which is unfavourable. It is therefore necessary to prevent a significant step change in Δr value of the wheelset at the moment of tread change. This is reached using a varying rail profile near the place of tread change, which minimizes the step change of Δr value.

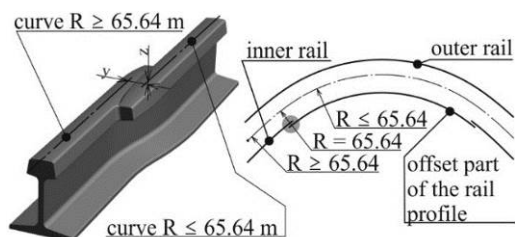


Fig. 3. schematic drawing of the rail

A constant velocity of 10 km.h⁻¹ was chosen. The bogie wheelbase 1 900 mm and wheel diameter 680 mm were also identical for both bogies. Fixed rails were defined in the calculation, Young's modulus of wheel and rail material $E = 210$ GPa, Poisson ratio $\mu = 0.28$, damping in rail - wheel contact 100 000 Ns.m⁻¹, friction coefficient $\mu_k 0.4$.

Comparison of the stability against derailment

The expression of the SAD as a ratio of guiding forces and wheel forces on individual wheels corresponds the guiding forces curve. Higher values represent a worse state, lower ones represent a safer ratio of horizontal and vertical forces.

From the results in Fig. 4 can be seen, that all values are significantly under the generally known allowed value of 0.8. Higher values arise, when entering and coming out from the curve, but even in these cases they do not reach more than 0.5.

From the graphs can be concluded, that a tram with original bogies reaches worse results than bogies equipped with the mechanism. Bogies with the mechanism reach a maximal value of 0.05 and the original ones a value of 0.3. At the moment of entering and leaving the curve, values around 0.5 are reached. The wheelset radial steering mechanism could have a positive impact on SAD.

Conclusion

The described mechanism for steering the wheelsets into radial position is able to ensure a more favorable ride in track curves. With its use, decrease of the SAD index during vehicle ride in track curves with small radius can be reached, which is supported by the performed simulation analysis of a tram vehicle model with two different types of bogie.

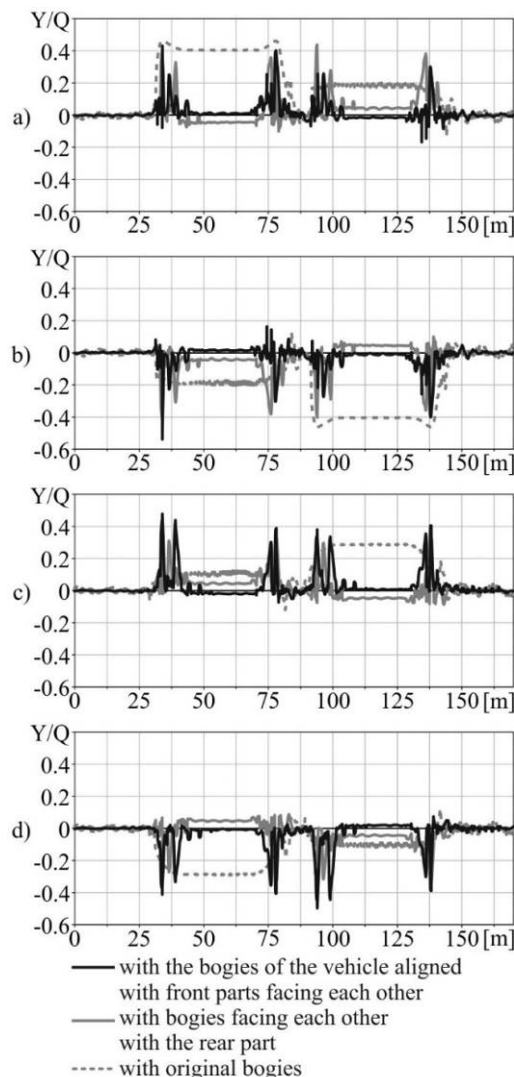


Fig. 4. Safety against derailment of the front bogie:
a – first wheelset, right wheel, b – first wheelset, left wheel,
c – second wheelset, right wheel, d – second wheelset, left wheel

Acknowledgement

The work was supported by the Scientific Grant Agency of the Ministry of Education of the Slovak Republic and the Slovak Academy of Sciences in project No. 1/0347/12: "Railway wheel tread profile wear research under the rail vehicle in operation conditions simulation on the test bench", project No. 1/0383/12: "The rail vehicle running properties research with the help of a computer simulation." and the project No. APVV-0842-11:

"Equivalent rail-way operation load simulator on the roller rig". Research-Educational Center of Rail Vehicles (VVCKV).

References

1. Dižo J. Analysis of a goods wagon running on a railway test track / J. Dižo // In: Manufacturing technology: journal for science, research and production. ISSN 1213-2489. Vol. 16, no. 4 2016. - Pp. 667-672.
2. Dižo J. Computational modelling of the rail vehicle multibody system including flexible bodies / J. Dižo, M. Blatnický, B. Skočilasová // In: Communications: scientific letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. Vol. 17, no. 3, 2015. - p. 31-36.
3. Evans J.R. Optimising the wheel/rail interface on a modern urban rail system / J.R. Evans, T.K.Y. Lee, C.C. Hon // In Vehicle System Dynamics. 2009. - P. 119-127. ISSN 1744-5159.
4. Fomin O. Modern requirements to carrying systems of railway general-purpose gondola cars / O. Fomin // Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2014, No. 5 – P. 31-43.
5. Fomin O. Development and application of cataloging in structural design of freight car building / O.V. Fomin, O.V. Burlutsky, Yu.V. Fomina / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry. No. 2, 2015.– P.250-256
6. Gerlici J. The Rail – Wheel contact / Gerlici J., Lack T. // Žilina: Žilinská univerzita. 2004. - 200 p. ISBN 80-8070-317-5.
7. Gerlici J. Contact geometry influence on the rail/wheel surface stress distribution / Gerlici J., Lack, T. // In: Procedia Engineering. ISSN 1877-7058. Iss. 1, 2010. - pp. 2249-2257.
8. Gerlici, J. Railway wheel and rail head profiles development based on the geometric characteristics shapes / J. Gerlici, T. Lack // In: Wear: an international journal on the science and technology of friction, lubrication and wear. ISSN 0043-1648. Vol. 271, No. 1-2 Sp. iss. (2011), pp. 246-258.
9. Заява на деклараційний патент на корисну модель № u201609015, кл. B61F5/30. Візок вагона / Ю. Герліці, Т. Лак, В. Хаусер, М. Манюрова, О.С. Ноженко, К.О. Кравченко - № u201609015, заявл. 25.08.2016.
10. Заява на деклараційний патент на винахід № a201701589, кл. B61F5/30. Колісна пара візка рейового транспортного засобу та колія криволінійної ділянки / В. Хаусер, Ю. Герліці, Т. Лак, М. Лоулова, О.С. Ноженко, К.О. Кравченко, О.В. Просвірова, заявл. 20.02.2017.
11. Hauser V. Running of public transport vehicles through small radius track / V. Hauser // In: Current problems in rail vehicles PRORAIL 2015, Proceedings of lectures, Žilina, 16.-18.9.2015, Slovak Republic, 2015. - pp. 199-206. ISBN 978-80-89276-48-6
12. Chudzikiewicz A. Modelling and Simulations of Dynamics of the Low-floor Tramcar with Independently Rotating Wheels / A. Chudzikiewicz, M. Sowińska // In Transcom 2015, Žilina, 2015. – 6 p. ISBN 978-80-554-1048-7.
13. Lack T. Rail vehicle dynamics properties investigation by means of simulation computations / T. Lack, J. Gerlici // In: Dynamics of rigid and deformable bodies 2016. Ústí nad Labem, 2016. - 6 p. ISBN 978-80-7561-016-4.
14. Lack T. Railway wheel and rail roughness analysis / T. Lack, J. Gerlici // In: Communications: Scientific Letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. Vol. 11, No. 2, 2009. - pp. 41-48.
15. SIMPACK A.G. Documentation to the program system SIMPACK. 2014 – 4535 p.

16. TNŽ 73 63 61 Geometrical position and layout of railways with 1000 mm gauge, ŽSR: Bratislava, 2007, - 37 p.
17. Zelenka J. Relationship wheel-rail in tram traffic condition / J. Zelenka, M. Kohout // 2012. Online: http://www.sdpcr.cz/WD_FileDownload.ashx?wd_systemtyp eid=34&wd_pk=W-zEzMDMsWzMwXV0%3D
18. Wang W. Running performance of steering truck with independently rotating wheel considering traction and braking / W. Wang, Y. Suda, Y. Michitsuji // In Vehicle System Dynamics. 2008. - pp. 899 – 909. ISSN 1744-5159.

References

1. Dižo J. Analysis of a goods wagon running on a railway test track / J. Dižo // In: Manufacturing technology: journal for science, research and production. ISSN 1213-2489. Vol. 16, no. 4 2016. - Pp. 667-672.
2. Dižo J. Computational modelling of the rail vehicle multibody system including flexible bodies / J. Dižo, M. Blatnický, B. Skočilasová // In: Communications: scientific letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. Vol. 17, no. 3, 2015. - p. 31-36.
3. Evans J.R. Optimising the wheel/rail interface on a modern urban rail system / J.R. Evans, T.K.Y. Lee, C.C. Hon // In Vehicle System Dynamics. 2009. - P. 119-127. ISSN 1744-5159.
4. Fomin O. Modern requirements to carrying systems of railway general-purpose gondola cars / O. Fomin // Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2014, No. 5 – P. 31-43.
5. Fomin O. Development and application of cataloging in structural design of freight car building / O.V. Fomin, O.V. Burlutsky, Yu.V. Fomina / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry. No. 2, 2015.– P.250-256
6. Gerlici J. The Rail – Wheel contact / Gerlici J., Lack T. // Žilina: Žilinská univerzita. 2004. - 200 p. ISBN 80-8070-317-5.
7. Gerlici J. Contact geometry influence on the rail/wheel surface stress distribution / Gerlici J., Lack, T. // In: Procedia Engineering. ISSN 1877-7058. Iss. 1, 2010. - pp. 2249-2257.
8. Gerlici, J. Railway wheel and rail head profiles development based on the geometric characteristics shapes / J. Gerlici, T. Lack // In: Wear: an international journal on the science and technology of friction, lubrication and wear. ISSN 0043-1648. Vol. 271, No. 1-2 Sp. iss. (2011), pp. 246-258.
9. Zayava na deklaracijnij patent na korisnu model' № u201609015, kl. B61F5/30. Vizok vagona / YU. Gerlici, T. Lak, V. Hauser, M. Manyurova, O.S. Nozhenko, K.O. Kravchenko - № u201609015, zayavl. 25.08.2016.
10. Zayava na deklaracijnij patent na vinahid № a201701589, kl. B61F5/30. Kolisna para vizka rejevogo transportnogo zasobu ta koliya krivolinijnoi dilyanki / V. Hauser, YU. Gerlici, T. Lak, M. Loulova, O.S. Nozhenko, K.O. Kravchenko, O.V. Prosvirova, zayavl. 20.02.2017.
11. Hauser V. Running of public transport vehicles through small radius track / V. Hauser // In: Current problems in rail vehicles PRORAIL 2015, Proceedings of lectures, Žilina, 16.-18.9.2015, Slovak Republic, 2015. - pp. 199-206. ISBN 978-80-89276-48-6
12. Chudzikiewicz A. Modelling and Simulations of Dynamics of the Low-floor Tramcar with Independently Rotating Wheels / A. Chudzikiewicz, M. Sowińska // In Transcom 2015, Žilina, 2015. – 6 p. ISBN 978-80-554-1048-7.

13. Lack T. Rail vehicle dynamics properties investigation by means of simulation computations / T. Lack, J. Gerlici // In: Dynamics of rigid and deformable bodies 2016. Ústí nad Labem, 2016. - 6 p. ISBN 978-80-7561-016-4.
14. Lack T. Railway wheel and rail roughness analysis / T. Lack, J. Gerlici // In: Communications: Scientific Letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. Vol. 11, No. 2, 2009. - pp. 41-48.
15. SIMPACK A.G. Documentation to the program system SIMPACK. 2014 – 4535 r.
16. TNŽ 73 63 61 Geometrical position and layout of railways with 1000 mm gauge, ŽSR: Bratislava, 2007, - 37 p.
17. Zelenka J. Relationship wheel-rail in tram traffic condition / J. Zelenka, M. Kohout // 2012. Online: http://www.sdpcr.cz/WD_FileDownload.ashx?wd_systemt_ypeid=34&wd_pk=W-zEzMDMsWzMwXV0%3D
18. Wang W. Running performance of steering truck with independently rotating wheel considering traction and braking / W. Wang, Y. Suda, Y. Michitsuji // In Vehicle System Dynamics. 2008. - pp. 899 – 909. ISSN 1744-5159.

Лоулова М., Хаусер В., Ноженко О., Кравченко К.О., Оцінка коефіцієнту безпеки від сходу с рейок вагона при русі в кривій малого радіусу.

Невід'ємною частиною великих міст є громадський транспорт, автобуси, троллейбуси і трамваї, проїжджаючи по вузьких вулицях міста. Трамвайні колії в містах часто рухаються по кривих ділянках колії невеликого радіусу, що призводить до підвищеному впливу на колію та утворення значної шуму в місті. Саме з метою зменшення цих небажаних ефектів авторами розроблений візок трамвая з можливістю управління колесами. Цей механізм запатентований заявкою на корисну модель № u201609015. У статті наводиться порівняння коефіцієнту безпеки від сходу з рейок для трамвайного транспортного засобу, що проходить по S-подібній кривій радіусом 25 метрів. Порівнюються три випадки: перший випадок - трамвай ТЗ з оригінальними візками, два інших випадки є трамвай зі зміненою конструкцією візка - один з візками транспортного засобу, лицьова частина яких звернені один до одного, друге - з візками звернені один до одного задньою частиною.

Ключові слова: коефіцієнт безпеки від сходу з рейок, S-крива, профіль колеса, трамвай, радіальна установка колісних пар.

Лоулова М., Хаусер В., Ноженко Е.С., Кравченко Е.А., Оценка коэффициента безопасности от схода с рельсов вагона при движении в кривой малого радиуса.

Неотъемлемой частью больших городов является общественный транспорт, автобусы, троллейбусы и трамваи, проезжающие по узким улицам города. Трамвайные пути в городах часто движутся по кривым участкам пути небольшого радиуса, что приводит к повышенному воздействию на путь и образованию значительного шума в городе. Именно с целью уменьшения этих нежелательных эффектов авторами разработана тележка трамвая с возможностью управления колесами. Этот механизм запатентован заявкой на полезную модель № u201609015. В статье приводится сравнение коэффициента безопасности от схода с рельсов для трамвайного транспортного средства, проходящего по S-образной кривой радиусом 25 метров. Сравниваются три случая: первый случай - трамвай ТЗ с оригинальными тележками, два других случая представляют собой трамвайное транспортное средство с изменённой конструкцией тележки - одно с тележками транспортного средства, лицевая часть которых обращены друг к другу, второе - с тележками обращенные друг к другу задней частью.

Ключевые слова: коэффициент безопасности от схода с рельс, S-кривая, профиль колеса, трамвай, радиальная установка колёсных пар.

Лоулова М. – к.т.н., старший викладач кафедри транспорту і вантажно-розвантажувального обладнання Жилинського університету (Словацька республіка).

Хаусер В. – аспірант кафедри транспорту і вантажно-розвантажувального обладнання Жилинського університету (Словацька республіка).

Ноженко О.С. – к.т.н., доцент кафедри залізничного транспорту Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Кравченко К.О. – к.т.н., доцент кафедри залізничного транспорту Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 14.03.2017

UDK 629.4

CALCULATION METHODS OF SUSPENSION STIFFNESS DETERMINATION

Loulová M., Suchánek A., Hauser V., Nozhenko O.S., Kravchenko K.O.

АНАЛІЗ РОЗРАХУНКОВИХ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ЖОРСТКОСТІ РЕСОР

Лоулова М., Суханек А., Хаусер В., Ноженко О.С. Кравченко К.О.

The paper deals with the calculation of a suspension stiffness and the different methods for their calculation. The vertical stiffness of the springs was calculated using the ANSYS program. The results were compared with calculated values afterwards. The lateral stiffness was evaluated in a similar manner. Analytical method by Gross, Wahl, Budrick, Timoshenko and Ponomarieva was used for comparison with numerical values. The ANSYS simulation was performed for calculating the vertical stiffness of the triple springs. The obtained data will be used as an input for the design of coil springs which will be implemented in a model of a vehicle with a tilting car body, for which the comfort values during transition in curve will eventually be determined.

Keywords: suspensions, stiffness, calculation methods.

Spring makes an important part of complex mechanical systems [2, 8]. By choosing a proper shape and material, it is able to accumulate deformation energy [5, 9]. In mechanical engineering, they serve mostly to cushion a part of a tool or to produce pressure [4, 10, 11]. Because of these properties, coil springs are used in construction of rail vehicle bogies as well.

The deformation work of the spring represents the accumulated energy, which can be expressed in the form:

$$dA = Fdy = Cydy, \text{ or } dA = Md\varphi = C\varphi d\varphi. \quad (1)$$

From which the deformation work is defined as:

$$A = \int_0^y Cydy = \frac{1}{2} Cy^2 = \frac{1}{2} Fy \text{ or } A = \int_0^{\varphi} Cd\varphi = \frac{1}{2} C\varphi^2 = \frac{1}{2} M\varphi. \quad (2)$$

The force or moment that will cause the unit displacement or rotation of the spring rate:

$$k = \frac{dF}{dy}, \text{ resp. } k = \frac{dM}{d\varphi}. \quad (3)$$

Stiffness of the springs with linear characteristic is constant:

$$k = \frac{F}{y} \text{ or } k = \frac{M}{\varphi}. \quad (4)$$

The first natural frequency serves as a sort of suspension quality indicator and can be approximately determined using the formula:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \cong \frac{0.5}{\sqrt{z_{stat}}}, \quad (5)$$

where f is the natural frequency, Hz;

k is the total stiffness of the vertical suspension, kN.m⁻¹;

m is the vehicle car body mass including the sprung parts of the bogie, t;

z_{stat} is the static press of the vertical suspension under the weight of the car body, m.

Default parameters of a coil spring are the mean diameter of the spring D , diameter of the wire d , amount of active threads n , amount of closing threads n' , free length of a spring H_0 , gradient of the helix s [6, 12]. The free length of a spring is must be chosen in such manner, so that even by its maximal press z_{max} (constrained by the buffers) the threads would not come to contact themselves, but a clearance of at least 10 to 15 % diameter of the spring wire [7].

Free length of a spring H_0 :

$$H_0 = (n + n')d + z_{max} + n(\text{from } 0.1 \text{ to } 0.15)d. \quad (6)$$

Determination of vertical spring stiffness

Coil springs represent the most proper steel suspension element in the suspension system of rail vehicles [1]. They are favourable in the means of dimen-

sions and mass. They are used in systems along with dampers, because they do not have the ability to absorb the energy of oscillating motion of parts [3].

For the coil spring stiffness calculation, the formula (7) applies, which was used for analytical determination of individual vertical stiffness values. These were compared with values taken from ANSYS afterwards (Tab. 2):

$$k = \frac{Gd^4}{64R^3n}, \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}, \quad (7)$$

where n is the amount of the active threads;

G is the shear modulus.

In the following Tab. 1, basic parameters of coil springs used in the bogie model are displayed.

Geometrical model of individual springs was created in CATIA and imported to ANSYS afterwards. As a boundary condition, a vertical displacement (along z-axis) value of 50 mm was set. The manner of end coils placing is displayed in Fig. 1. After carrying out simulations and displaying results for individual springs A (outer), B (middle) and C (inner), we found the value of vertical force acting on the spring. From the rate of acting force and spring compression we determined the result value of vertical spring stiffness.

Table 1

Parameters of the coil springs

| Spring | A | B | C |
|--------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| d [mm] | 35 | 25 | 20 |
| D [mm] | 280 | 210 | 150 |
| n [-] | 6 | 7 | 8 |
| s [mm] | 56.67 | 50.00 | 44.38 |
| n ₀ [-] | 0.75 | 0.75 | 0.75 |
| h [mm] | 375 | 375 | 375 |
| F ₀ [N] | 5707.10 | 3021.10 | 2983.70 |
| E [MPa] | 2.06x10 ⁵ | 2.06x10 ⁵ | 2.06x10 ⁵ |
| G [MPa] | 8.15x10 ⁴ | 8.15x10 ⁴ | 8.15x10 ⁴ |

Table 2

Coil springs vertical stiffness comparison

| Spring | Analytically determined stiffness - k_z [N·mm ⁻¹] | Stiffness determined in ANSYS - k_y [N·mm ⁻¹] | Difference [%] |
|--------|---|---|----------------|
| A | 103.17 | 114.50 | 9.90 |
| B | 55.45 | 59.74 | 7.19 |
| C | 54.57 | 60.89 | 10.37 |

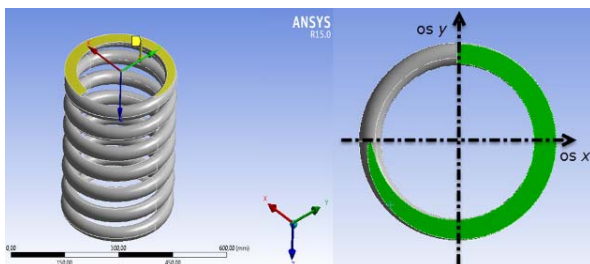


Fig. 1. Model of loaded coil spring A in ANSYS

Determination of lateral spring stiffness

For the analytical calculation of lateral stiffness, many formulas from various authors were derived, but they are only approximate and do not apply in general, because they do not regard all the affecting factors. For the analytical determination of the spring stiffness, formulas by Gross, by Wahl, by Budrick and by Tymoshenko and Ponomarev have been used [12].

Calculation by Gross:

Stiffness of a spring under load in lateral direction:

$$k_y = \frac{1}{\frac{1}{F_0} \cdot \left[\frac{2}{\alpha} \cdot \text{tg} \left(\alpha \cdot \frac{h}{2} \right) - h \right] + \frac{h}{k_s}}, \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}, \quad (8)$$

where

$$\alpha = \sqrt{\frac{F_0}{k_0 \left(1 - \frac{F_0}{k_s} \right)}} \text{ is a constant}, \quad (9)$$

where G is shear modulus, Pa,

E is Young's modulus, Pa,

F_0 is vertical force, N,

k_0 is Bending stiffness, N·mm⁻¹,

k_s is Shear stiffness, N·mm⁻¹.

Bending stiffness:

$$k_0 = \frac{h}{\pi \cdot n \cdot \frac{D}{2} \cdot \left(\frac{1}{E \cdot I_1} + \frac{1}{G \cdot I_p} \right)}, \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}. \quad (10)$$

where E is spring length, mm,

D is wire diameter, mm,

π is mathematical constant, -,

I_1 is moment of inertia, kg·m²,

I_p is polar moment of area, kg·m².

Shear stiffness:

$$k_s = \frac{E \cdot h \cdot I_1}{\pi \cdot n \cdot \left(\frac{D}{2} \right)^3}, \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}. \quad (11)$$

Moment of inertia:

$$I_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64}, \text{ kg}\cdot\text{m}^2. \quad (12)$$

Polar moment of area:

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}, \text{ kg}\cdot\text{m}^2. \quad (13)$$

Calculation by Wahl:

Stiffness of a spring under load in lateral direction:

$$k_y = \frac{2.6 \cdot k_z}{1 + 0.77 \cdot \beta^2} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{U \cdot h_0 \cdot k_z} \right) \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (14)$$

where:

$$\beta = \frac{h}{D}, \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (15)$$

Coefficient U is defined in Tab. 3.

Table 3

| Dependence of the coefficient U on β | | | | | | | | |
|--|------|------|------|------|------|-----|------|------|
| β | 1.5 | 2 | 2.5 | 3 | 3.5 | 4 | 4.5 | 5 |
| U | 0.69 | 0.63 | 0.53 | 0.39 | 0.27 | 0.2 | 0.14 | 0.11 |

Calculation by Budrick:

Stiffness of a spring under load in lateral direction:

$$k_y = k_z \cdot \frac{G}{E} \cdot \left(1 + \frac{2 + \mu}{3} \cdot \beta^2 \right), \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (16)$$

where:

$$k_z = \frac{2}{\pi D n \left(\frac{h^2}{12} \left(\frac{1}{GI_p} + \frac{1}{EI_1} \right) + \frac{D^2}{4EI_1} \right)}, \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (17)$$

Calculation by Tymoshenko and Ponomarev:

Stiffness of a spring under load in lateral direction:

$$k_y = k_z \frac{D^2 \cdot (1 - \gamma)}{0.2936(h - \chi d)^3 + 0.381D^2 (h - 1.5 \cdot h \cdot d)}, \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (18)$$

where: γ is variable quantity, -,

χ is constant, -,

for $\beta_0 < 2.62$:

$$\gamma = 0.375 \cdot \frac{F_0}{k_z \cdot h} \cdot \beta \cdot \left(\beta - 1.5 \cdot \frac{d}{D} \right) \quad (19)$$

for $\beta_0 > 2.62$:

$$\gamma = \frac{\frac{F_0}{k_z \cdot h} \cdot \beta}{0.813 \cdot \left(\beta_0 - \sqrt{\beta_0^2 - 6.87} \right)} \quad (20)$$

In formula (18) there is non-dimensional variable quantity γ , which is dependant on slenderness ratio of a loaded spring. Its value can be calculated from formulas (19) and (20). The constant χ is an auxiliary quantity, which regards the manner of mounting the end coils of

the springs (joint or rigid mounting). For the analysed springs, the constant is equal 0.5. We defined the values of lateral stiffness analytically, based on formulas according to individual methods (8 - 20). These values were afterwards compared with the values obtained from ANSYS. Input parameters of the individual springs are given in Tab. 4.

Table 4

| Calculated and determined values of lateral stiffness | | | |
|--|-------------|-------------|--------------|
| Method | A | B | C |
| ANSYS k_y [N.mm ⁻¹] | 172.12 | 38.28 | 35.47 |
| ANSYS k_x [N.mm ⁻¹] | 142.99 | 50.36 | 25.60 |
| Gross [N.mm ⁻¹] | 100.36 | 34.18 | 15.90 |
| Wahl [N.mm ⁻¹] | 88.57 | 32.10 | 17.70 |
| Budrick [N.mm ⁻¹] | 179.49 | 78.99 | 66.85 |
| Timoshenko and Ponomarev [N.mm ⁻¹] | 109.40 | 37.13 | 17.60 |
| Percentage of difference between results from individual methods and ANSYS | | | |
| G-A- k_y [%] | 41.69 | 10.70 | 55.18 |
| G-A- k_x [%] | 29.81 | 32.13 | 37.89 |
| W-A- k_y [%] | 48.54 | 16.14 | 50.11 |
| W-A- k_x [%] | 38.06 | 36.26 | 30.88 |
| B-A- k_y [%] | 4.28 | 106.37 | 88.46 |
| B-A- k_x [%] | 25.53 | 56.85 | 161.13 |
| TaP-A- k_y [%] | 36.44 | 2.99 | 50.37 |
| TaP-A- k_x [%] | 23.49 | 26.26 | 31.23 |

Determination of the triple spring stiffness

The secondary suspension of the analysed bogie is consists of three coil springs (Fig. 2). Lateral forces in springs F_p have been calculated using the ANSYS program for 8 different mounting positions of the end coil (Fig. 3). The maximal vertical displacement was set to the value of 50 mm and the lateral displacement was in the range of 0 – 4 mm. In Fig. 4 we can see the characteristic of the triple spring lateral forces in dependency on lateral displacement. If we turn the spring system around the vertical axis (45 degrees) the characteristic is shifting. As can be seen in Fig. 4, the mounting positions of the end coil P0 and P180 appear to be most suitable (Fig. 3).

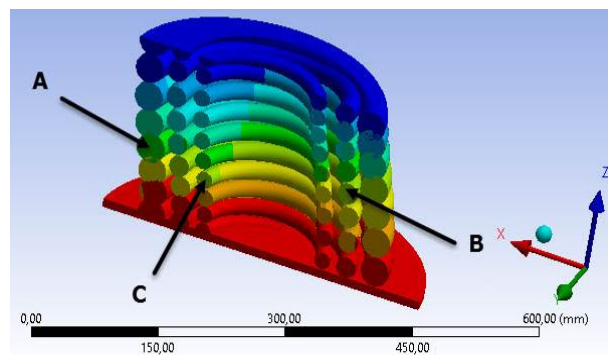


Fig. 2. Model of a loaded triple coil spring in ANSYS program

The resulting vertical stiffness of the triple spring is constant with a value of $221.88 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ with an applied vertical force of $11\,091.22 \text{ N}$. The calculated values of lateral forces F_p are in the following Tab. 5. We determined the lateral stiffness for the position of the end coils P180 (Tab. 6), its value is linear and rises with increasing lateral displacement.

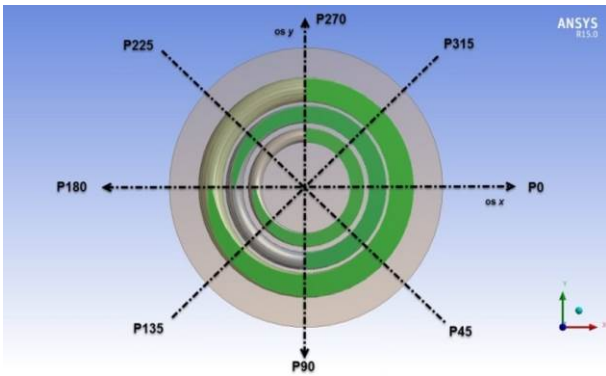


Fig. 3. Method of the placement of the ending coils of the springs

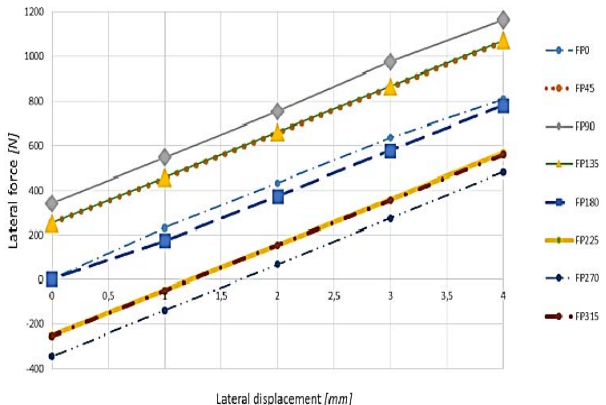


Fig. 4. Dependence of the lateral force on the lateral displacement

Table 5

| Calculated values of the lateral forces | | | | | |
|---|---------|--------|--------|---------|---------|
| Lateral displacement [mm] | 4 | 3 | 2 | 1 | 0 |
| F_{P0} [N] | 809.21 | 636.54 | 434.30 | 232.00 | 2.99 |
| F_{P45} [N] | 1066.50 | 862.84 | 659.07 | 454.90 | 251.72 |
| F_{P90} [N] | 1165.30 | 975.62 | 753.84 | 547.72 | 342.89 |
| F_{P135} [N] | 1071.80 | 866.24 | 661.52 | 457.33 | 253.00 |
| F_{P180} [N] | 780.43 | 578.80 | 374.85 | 174.96 | 2.99 |
| F_{P225} [N] | 569.23 | 359.50 | 155.58 | -47.52 | -251.72 |
| F_{P270} [N] | 481.09 | 274.78 | 69.04 | -136.86 | -342.89 |
| F_{P315} [N] | 559.77 | 355.94 | 155.44 | -48.64 | -253.00 |

Table 6

Calculated values of the secondary suspension lateral stiffness in position P180

| Lateral displacement [mm] | F_{P180} [N] | Lateral stiffness k_y [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$] |
|---------------------------|----------------|---|
| 4 | 780.43 | 195.11 |
| 3 | 578.80 | 192.93 |
| 2 | 374.85 | 187.43 |
| 1 | 174.96 | 174.96 |

Conclusion

Suspension is one of the most important parts of a bogie. In this article we focused on the secondary suspension, consisting of three coil springs. Stiffness of the individual springs was examined separately using analytical methods and numerical calculation.

When determining the vertical stiffness, the difference between calculated values and values obtained from ANSYS was about 10 % in average, which is sufficient for use in SIMPACK program. After determination of lateral stiffness using individual analytical methods and consequential comparison with values obtained using numerical method we discovered that the method by Tymoshenko and Ponomarev, where the percentage difference was the smallest, is the most suitable. From the above can be concluded, that not every analytical method is suitable for determination of lateral stiffness of coil springs.

The advantage of using numerical method for spring stiffness determination and using simulation program ANSYS is the possibility of solving problems as a whole and the parametrisation of the models. Lateral stiffness of a triple spring is dependent on the end coils mounting position. The results will be further used in simulation of the whole bogie and of its transition in curve using SIMPACK program.

Acknowledgement

The work was supported by the Scientific Grant Agency of the Ministry of Education of the Slovak Republic and the Slovak Academy of Sciences in project No. 1/0347/12: "Railway wheel tread profile wear research under the rail vehicle in operation conditions simulation on the test bench", project No. 1/0383/12: "The rail vehicle running properties research with the help of a computer simulation." and the project No. APVV-0842-11:

"Equivalent rail-way operation load simulator on the roller rig". Research-Educational Center of Rail Vehicles (VVCKV).

References

1. Dižo J. Analysis of a goods wagon running on a railway test track / J. Dižo // In: Manufacturing technology: journal for science, research and production. ISSN 1213-2489. Vol. 16, no. 4, 2016. - Pp. 667-672.
2. Dižo J. Multibody system dynamics as a tool of the vehicle behaviour diagnostics / J. Dižo, M. Blatnický // TSD : XII international technical systems degradation conference : Liptovský Mikuláš, 8. – 11. April 2015. Warszawa: Pol-

- skie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Exploatacyjne, 2015. - pp. 164-167. ISBN 978-83-930944-7-9
3. Evans J.R, Optimising the wheel/rail interface on a modern urban rail system / J.R. Evans, T.K.Y. Lee, C.C. Hon // In Vehicle System Dynamics. 2009. - P. 119-127. ISSN 1744-5159.
 4. Fomin O. Modern requirements to carrying systems of railway general-purpose gondola cars / O. Fomin // Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». No. 5, 2014. – pp.31-43.
 5. Fomin O. Development and application of cataloging in structural design of freight car building / O.V. Fomin, O.V. Burlutsky, Yu.V. Fomina / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry. No. 2, 2015. – P.250-256.
 6. Chudzikiewicz A. Selected Dynamical Problems in Mechanical Systems, Theory and Applications in Transport / A. Chudzikiewicz, R. Bogacz, G-P. Ostermeyer // Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2014. – 8 p. ISBN 978-83-7814-282-9.
 7. Gerlici J. Contact railway wheelset and track / J. Gerlici, T. Lack // University of Žilina. 2005. – 7 p. ISBN 80-8070-317-5.
 8. Gerlici J. Structural analysis of various vehicle constructions / J. Gerlici, T. Lack // In: Numerical Methods in Continuum Mechanics. Models, Numerical Methods and Applications". 1995. pp. 360-365.
 9. Lack T. Railway wheel and rail head profiles development based on the geometric characteristics shapes / T. Lack, J. Gerlici // In: WEAR: an international journal on the science and technology of friction, lubrication and wear. ISSN 0043-1648. Vol. 271, No. 1-2. 2009. - Pp. 246-258.
 10. Lack T. The FASTSIM method modification in speed up the calculation of tangential contact stresses between wheel and rail / T. Lack, J. Gerlici // In: Manufacturing technology: journal for science, research and production. ISSN 1213-2489. Vol. 13, no. 4, 2013. pp. 486-492.
 11. Lack T. Rail geometry analysis (from the point of view of wearing in the operation) / T. Lack, J. Gerlici // Communications - scientific letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. 2003. pp. 43-51.
 12. Vágner J. Options determination of lateral stiffness flexicoil springs / J. Vágner, A. Hába // In: VTS ČD no. 30/2010. URL: <http://vtsb.cd.cz/VTS/CLANKY/vts30/3008.pdf>.
- O.V. Burlutsky, Yu.V. Fomina / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry. No. 2, 2015. – P.250-256.
6. Chudzikiewicz A. Selected Dynamical Problems in Mechanical Systems, Theory and Applications in Transport / A. Chudzikiewicz, R. Bogacz, G-P. Ostermeyer // Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2014. – 8 p. ISBN 978-83-7814-282-9.
 7. Gerlici J. Contact railway wheelset and track / J. Gerlici, T. Lack // University of Žilina. 2005. – 7 p. ISBN 80-8070-317-5.
 8. Gerlici J. Structural analysis of various vehicle constructions / J. Gerlici, T. Lack // In: Numerical Methods in Continuum Mechanics. Models, Numerical Methods and Applications". 1995. pp. 360-365.
 9. Lack T. Railway wheel and rail head profiles development based on the geometric characteristics shapes / T. Lack, J. Gerlici // In: WEAR: an international journal on the science and technology of friction, lubrication and wear. ISSN 0043-1648. Vol. 271, No. 1-2. 2009. - Pp. 246-258.
 10. Lack T. The FASTSIM method modification in speed up the calculation of tangential contact stresses between wheel and rail / T. Lack, J. Gerlici // In: Manufacturing technology: journal for science, research and production. ISSN 1213-2489. Vol. 13, no. 4, 2013. pp. 486-492.
 11. Lack T. Rail geometry analysis (from the point of view of wearing in the operation) / T. Lack, J. Gerlici // Communications - scientific letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. 2003. pp. 43-51.
 12. Vágner J. Options determination of lateral stiffness flexicoil springs / J. Vágner, A. Hába // In: VTS ČD no. 30/2010. URL: <http://vtsb.cd.cz/VTS/CLANKY/vts30/3008.pdf>.

References

1. Dižo J. Analysis of a goods wagon running on a railway test track / J. Dižo // In: Manufacturing technology: journal for science, research and production. ISSN 1213-2489. Vol. 16, no. 4, 2016. - Pp. 667-672.
2. Dižo J. Multibody system dynamics as a tool of the vehicle behaviour diagnostics / J. Dižo, M. Blatnický // TSD : XII international technical systems degradation conference : Liptovský Mikuláš, 8. – 11. April 2015. Warszawa: Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Exploatacyjne, 2015. - pp. 164-167. ISBN 978-83-930944-7-9
3. Evans J.R, Optimising the wheel/rail interface on a modern urban rail system / J.R. Evans, T.K.Y. Lee, C.C. Hon // In Vehicle System Dynamics. 2009. - P. 119-127. ISSN 1744-5159.
4. Fomin O. Modern requirements to carrying systems of railway general-purpose gondola cars / O. Fomin // Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». No. 5, 2014. – pp.31-43.
5. Fomin O. Development and application of cataloging in structural design of freight car building / O.V. Fomin,

Лулова М., Суханек А., Хаусер В., Ноженко О.С. Кравченко К.О. Аналіз розрахункових методів визначення жорсткості ресор

У статті розглядається різні методи розрахунку ресор. Вертикальна жорсткість пружин розраховувалася з використанням програми ANSYS і іншими методами. Згодом результати порівнювалися. Бічна жорсткість оцінювалася аналогічним чином. Для порівняння з чисельними значеннями використовувалися аналітичні методи Гросса, Вагла, Будріка, Тимошенко і Пономарьової. Моделювання в програмному пакеті ANSYS проводилося для розрахунку вертикальної жорсткості потрібних пружин. Отримані дані можуть бути використані в якості вхідних даних при конструюванні циліндричних пружин. Дані пружини можуть бути встановлені в конструкціях транспортного рухомого складу з керованим нахилом кузова в кривих. Для підвищення комфорту руху в кривих ділянках колії важливе значення відіграє конструкція пружин. Оцінка представлених методів розрахунку дозволить оцінити ефективність конкретної ресори.

Ключові слова: ресори, жорсткість, розрахункові методи.

Лулова М., Суханек А., Хаусер В., Ноженко Е.С. Кравченко Е.А. Анализ расчётных методов определения жёсткости ресор

В статье рассматриваются различные методы расчёта ресор. Вертикальная жёсткость пружин рассчитывалась с использованием программы ANSYS и другими методами. Впоследствии результаты сравнивались. Боковая жёсткость оценивалась аналогичным образом. Для сравнения с численными значениями использовались ана-

литические методы Гросса, Вагла, Будрика, Тимошенко и Пономарёвой. Моделирование в программном пакете ANSYS проводилось для расчета вертикальной жесткости тройных пружин. Полученные данные могут быть использованы в качестве входных данных при конструировании цилиндрических пружин. Данные пружины могут быть установлены в конструкциях транспортного подвижного состава с управляемым наклоном кузова в кривых. Для повышения комфорта движения в кривых участках пути важное значение оказывает конструкция пружин. Оценка представленных методов расчёта позволит оценить эффективность конкретной рессоры.

Ключевые слова: рессоры, жёсткость, расчётные методы.

Лоулова М. – к.т.н., старший викладач кафедри транспорту і вантажно-розвантажувального обладнання Жилинського університету (Словацька республіка).

Суханек А. – к.т.н., старший викладач кафедри транспорту і вантажно-розвантажувального обладнання Жилинського університету (Словацька республіка).

Хаусер В. – аспірант кафедри транспорту і вантажно-розвантажувального обладнання Жилинського університету (Словацька республіка).

Ноженко О.С. – к.т.н., доцент кафедри залізничного транспорту Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Кравченко К.О. – к.т.н., доцент кафедри залізничного транспорту Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 14.03.2017

UDK 629.4-592

THE DOWNHILL BRAKED RAILWAY WHEEL STRUCTURAL ANALYSIS**Suchánek A., Harušinec J., Loulová M.****СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ ЗАЛІЗНИЧНОГО КОЛЕСА
ПРИ ГАЛЬМУВАННІ НА СПУСКУ****Суханек А., Гарушинець Й., Лоулова М.**

Article deals with the detection of reduced stress in a braked railway wheel based on thermal transient analysis on virtual models, because they influence the characteristics of the railway wheels. Structural analysis was performed by means of the ANSYS Multiphysics program system package. Thermal transient analysis deals with the detection of temperature fields which are result of braking by brake block. The applied heat flux represents the heat generated by friction of brake block. It is applied to the quarter model because of the acceleration calculation. This analysis simulates two braking with subsequent by cooling. Distribution of the equivalent stress was detected in the cross section railway wheel, at selected points. The input parameters were used from the thermal transient analysis. These equivalent stresses result due to thermal load.

Keywords: railway wheel, brake block, residual stress, transient thermal analysis.

Introduction

The brake system of railway vehicles is an important subsystem in terms of driving safety. Investigated issue is process of non-stationary temperature fields spreading, generated by the braking railway vehicles [1, 2]. Thermal load of railway wheels arises when braking the brake blocks. The contact stresses of crucial values arise. There arises the need for their analysis and presupposition by means of analytic tools too [3, 4, 5]. It has significant share of the impacts that lead to wear - modifications of the driving wheel profile and damage to the wheel tread. We have to investigate the influence of railway operation to the modification of the wheel profiles analytically [6]. There are different methods, they are usefull for this investigation [7, 8, 9,10]. We have to consider two factors in the process of braking. Railway wheel is overheated by the brake block at the point of contact. The wheel /rail contact phenomena influence the geometry parameters. From the long life, continuous and intensive reaserch is clear, that contact geometry and contact stresses are connected very close. There were performed works for decreasing of contact

stress parameters and vehicle ride behaviour by modification of contact profiles [11, 12]. It is loaded by the normal [3, 7, 10] and tangential [8, 9, 10] stress, which is the source of the braking process. Brake blocks are structurally designed as adhesive brakes. The braking effect of the vehicle with respect to the track is carried out in the wheel-rail contact via the contact surface. The combination of vehicle wheel loading from thake blocks braking and rolling on the rail is for analytic simulation very complicated. The great advanture comes with the experimental laboratory research.

Professional public must pay attention to studying [14, 15] the effects of thermal and mechanical loading wheels of railway vehicles of reasons: the operation of vehicles, protection of life and health of the traveling public, reliable transport material and minimizing the negative effects of rail traffic on the environment.

Article deals with the detection of reduced stress in a braked railway wheel based on thermal transient analysis. Railway wheel is loaded by heat flux, which is applied on the contact surface. This topic is discussed in more detail in mentioned literature and references.

1 Residual stresses

In design and computational practice a material is usually considered as homogeneous isotropic continuum.

The deformation of bodies and stress occurrence happens mainly due to:

Mutual power action of bodies.

Action of field of temperature,

- Homogenous (tension appears when thermal dilatation of body is restrained),

- Non - homogenous (tension appears even if thermal dilatation of body is free).

If the plasticity condition is not satisfied, active tensions occur in elastic area and after removing of causes of their formation it completely disappear.

If formation of elastic plastic state arises in any point of a body, then after removing of formation causes (power, distortive and thermal), some residual stresses stay in a body.

1.1 Consequences of the residual stress state

Certain residual state of stress remains almost always in structural materials due to their production technology.

Residual stresses can be:

Helpful – e.g. peening are introduced compressive stresses in the surface layer, leading to prolongation of lifetime.

Harmful – cracking, corrosion stress, reduce fatigue limit or brittle fracture resistance (especially negative effect on tensile residual stresses).

High tensile stresses, induced, for example in the area of welds cools and phase transformations, may cause rupture even without additional external forces [13].

2 ANSYS program package

The program ANSYS (Fig. 1) uses the finite element method. Modeling of the finite element method belongs to the group of numerical methods. This method develops due to the constant increase in computing power. Its core is the discretization of bodies on the files of finite elements [3]. These elements form analogue after parts field that can be mathematically written [9].

The ANSYS program is generally nonlinear, multiphysics program including structural and thermodynamic analysis, analysis of flow continuum, analysis electrostatic and electromagnetic fields, and acoustic analysis. All these analyzes can be performed individually, but thanks ANSYS multiphysics conceived program can also be included in one common analysis. The ANSYS program allows you to not only check calculations, but also enables optimization and sensitivity analysis due to parameterized computational models, as well as the calculations of reliability.

ANSYS Mechanical product is intended to simulate the structural and thermodynamic tasks. The program includes the complete set of linear and nonlinear simulation with using linear and non-linear elements, material models, and contact non-linear algorithms.

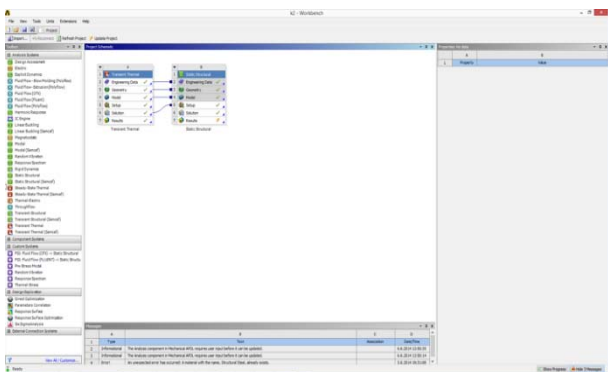


Fig. 1. ANSYS Workbench program system environment

3 Transient thermal analysis in ANSYS program

The problem simulates heating of the railway wheel tread. The railway wheel is braked by the brake block. The heat generated by friction of brake block, represents the heat flux of 40 kW. It is around the circumference of the wheel. The Analysis simulated two braking for time 100 seconds. The heat flux is applied to the tread. Railway wheel cools for 200 seconds after each braking. The value of heat flux is then zero. A quarter model of railway wheel was created using CATIA program and imported into ANSYS program.

3.1 The definition of material properties

Railway wheel is made of steel DIN 40Mn4. The thermal properties used in the simulation are shown in Table 1.

3.2. Definition of boundary conditions

A quarter model was used because of the acceleration calculation. The symmetry has been applied to the model.

The values of the heat flux (power) (Fig. 2) are shown in table 2. Dependence heat flux to time is shown in Figure 3.

Table 1

| Thermal properties of materials | | |
|---|---------------|--------------------|
| Property | Railway wheel | Air |
| Density ρ [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$] | 7850 | 1.170 |
| Heat capacity C_p [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] | 486 | 1100 |
| Thermal conductivity k [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] | 52 | 0.026 |
| Emissivity [-] | 0.28 | - |
| Dynamic viscosity [Pa.s] | - | $1.8\cdot 10^{-5}$ |

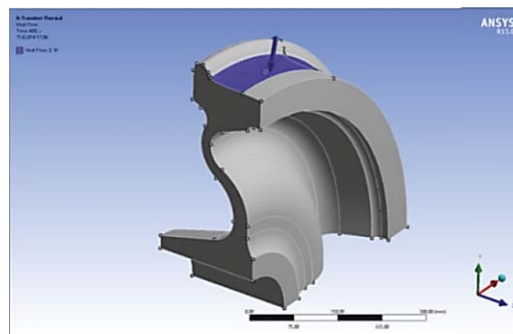


Fig. 2. Heat flux applied to the tread of the rail wheel

Table 2

| Dependence heat flux to time | | |
|------------------------------|----------|---------------|
| Step | Time [s] | Heat flux [W] |
| 1 | 0 | 0 |
| 1 | 10 | 10000 |
| 2 | 100 | 10000 |
| 3 | 101 | 0 |
| 4 | 300 | 0 |
| 5 | 310 | 10000 |
| 6 | 400 | 10000 |
| 7 | 401 | 0 |
| 8 | 600 | 0 |

Six degrees of freedom were taken to the railway wheel. (Fig. 4).

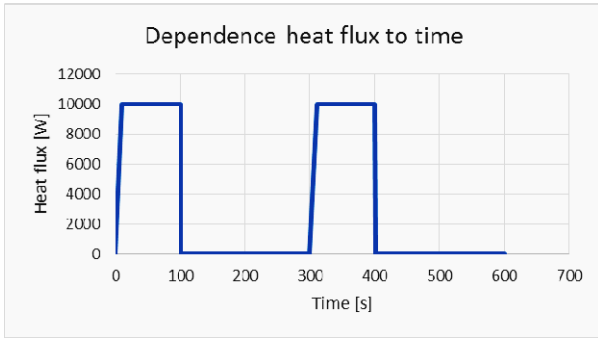


Fig. 3. Dependence of a heat flux to time

Finite element mesh (Fig. 5) was created according to the dimensional parameters with the following parameters:

- element size: 10 mm,
- element type: SOLID 90,
- number of elements: 5075,
- number of nodal elements: 26156.

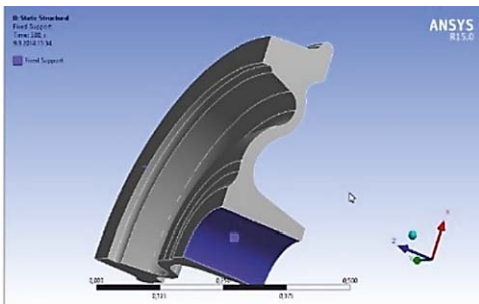


Fig. 4. Applied boundary conditions

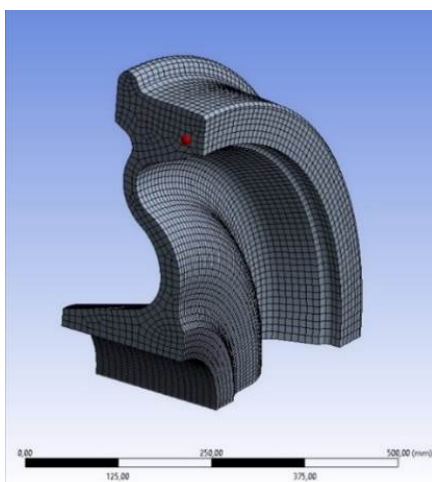


Fig. 5. Finite element model

- Setting solver:
- direct solver with fixed setting step and automatic control of convergence.
- Computation:
- computing parameters:

processor: Intel Core i7 3.3 GHz (6 core),
memory (RAM): 64 GB.
Computation time about 25 minutes.

4 Results

The maximum temperature value was 172°C at the time of 400 seconds (Fig. 6), which is at the end of the second braking. The maximum value of the temperature was 138.8°C at the end of the first braking. The maximum values were detected in the surface layer of the rail wheel.

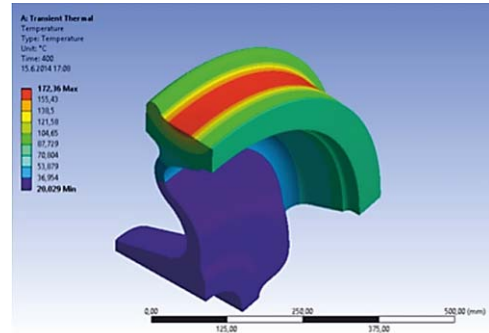


Fig. 6. Temperatures in railway wheel at the end of braking (time 400 s)

The temperatures in the cross section of the rail wheel, at selected points (Fig. 7), are shown in Figure 8.

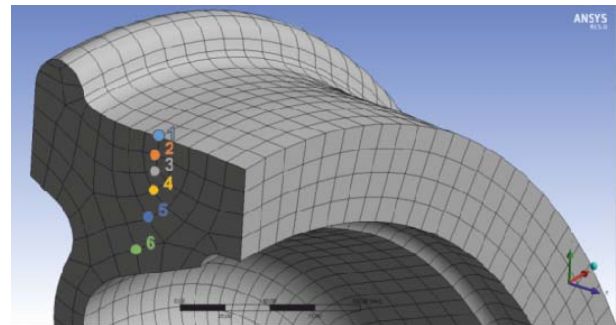


Fig. 7. The selected points, where were evaluated the temperatures and stresses

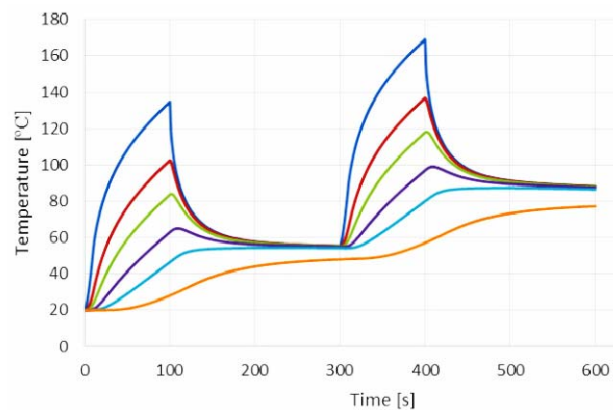


Fig. 8. Dependence temperature to time in selected points

5. Calculation of equivalent stress

Distribution of equivalent stress can be detected based on thermal transient analysis of braked railway wheel. These stresses result due to thermal load. We could use the parameters from the previous thermal transient analysis thanks the ANSYS program.

The maximum equivalent stress (von - Mises) value was 212.55 MPa at the time of 400 seconds (Fig. 9).

The equivalent stress in the cross section of the rail wheel, at selected points (Fig. 7), are shown in Figure 10.

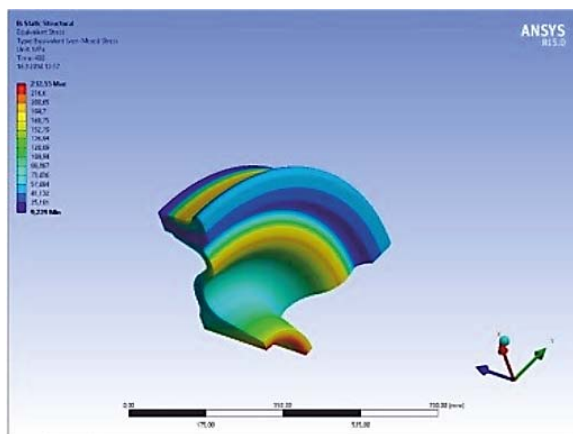


Fig. 1. Equivalent stress in railway wheel at the end of braking (time 400 s)

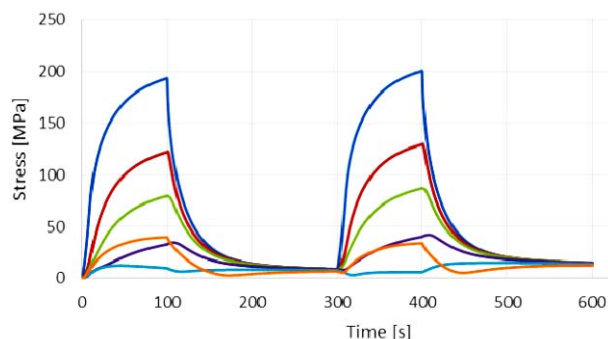


Fig. 10. Dependence stress to time in selected points

Conclusion

One possibility for identifying the impact of thermal and mechanical loading on braked railway wheel is the use of appropriate software and implementation of computer analyzes.

The article deals with the detection of structural properties braked railway wheel using a program that uses the finite element method.

Structural analysis was done on the basis of thermal transient analysis, where it was possible to determine the distribution of temperature fields during braking with constant heat flux. Thermal loads are used as input parameters from the previous thermal transient analysis. Distribution of equivalent stresses are the result of the analysis. These stresses result due to thermal load. This problem was solved in ANSYS program, which was suitable for this assignments.

Acknowledgement

This paper was created during the processing of the project "RAILBCOT - RAIL Vehicles Brake Components Test Stand", ITMS Code 26220220011 based on the support of Research and Development Operational Program financed by European Fund of a Regional Development. The work was also supported by the project No. APVV-0842-11: "Equivalent railway operation load simulator on the roller rig".

References

- Gerlici J. Temperature fields in the brake blocks when braking on an incline / J. Gerlici, R. Řezníček // XI. International conference "Current problems in rail vehicles". (In Slovak), Česká Třebová, 13 - 14. 09. 1994. - pp. 233-244.
- Gerlici J. Transport Means Properties Analysis / J. Gerlici, T. Lack et al. // Vol. I. (2005), ISBN 80-8070-408-2, EDIS - Publishing Institution of the University of Žilina, Žilina 2005. - p. 214.
- Řezníček R. Stress analysis monoblock wheels braked by FEM (In Slovak) / R. Řezníček, J. Gerlici, T. Lack // In: proceedings: ŽELSEM '93, Savings in railway", University of Žilina, Loučeň, 1993. - pp. 155-161.
- Gerlici J. Simulation of downhill braking with a shoe brake, 4.th mini conference on vehicle system dynamic, identification and anomalies / J. Gerlici, V. Hlavňa, R. Řezníček // Technical university of Budapest, 1994. - 6 p.
- Gerlici J. Laboratory simulation of braking with a shoe brake / J. Gerlici, T. Lack, D. Kalinčák // In: SITARZ, M.: Railway wheelsets. Monograph. ISBN 83-7335-151-5. Chapter 5. Silesian university of technology, Gliwice Poland, 2003, pp. 83-92.
- Man K. W. Contact mechanics using boundary elements / K.W. Man // Topics in engineering. Volume 22. Computational mechanics publication. ISBN: 1 85312 334 X. Southampton 1994. - p. 185.
- Lack T. Wheel/rail contact stress evaluation by means of the modified Strip method / T. Lack, J. Gerlici // In: Communications: scientific letters of the University of Žilina. - ISSN 1335-4205. Vol. 15, no. 3, 2013. - pp. 126-132.
- Lack T. Wheel/rail tangential contact stress evaluation by means of the modified strip method / Lack, T., Gerlici J. // In: Communications: scientific letters of the University of Žilina. - ISSN 1335-4205. - Vol. 16, no. 3A, 2014. - pp. 33-39.
- Lack T. The FASTSIM method modification in speed up the calculation of tangential contact stresses between wheel and rail / T. Lack, J. Gerlici // In: Manufacturing technology: journal for science, research and production. - ISSN 1213-2489. - Vol. 13, no. 4, 2013. - pp. 486-492.
- Lack T. A modified strip method to speed up the tangential stress between wheel and rail calculation / T. Lack, J. Gerlici // In: Applied mechanics and materials. - ISSN 1660-9336. - Vol. 486, 2014. - pp. 371-378.
- Gerlici J. Iterative method for railway wheel profile design / J. Gerlici, T. Lack // In: Communications: Scientific Letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. - Vol. 11, No. 2, 2009. - pp. 49-56.
- Gerlici J. Railway wheel and rail head profiles development based on the geometric characteristics shapes / Gerlici J., Lack T. // In: Wear: an international journal on the science and technology of friction, lub-

- rication and wear. - ISSN 0043-1648. - Vol. 271, No. 1-2 Sp. iss., 2011. - pp. 246-258.
13. Vlk M. Experimental mechanics. (In Czech) / M. Vlk, L. Houfek, P. Hlavoň, P. Krejčí, V. Kotek, J. Klement // Chapter 6.1 Introduction into experimental determination of residual stresses. Brno university of technology, 2003, - pp. 119-123.
 14. Noženko O.S. Experimentální doslídžeňa dinamičnogo vplivu ručomogo skladu na koliju / O.S. Noženko, A.Ju. Čerňak, R. Ju. Ďomin, A.V. Mostovič, V. Hauser // In: Perspektivy vzaimodejstvija železnych dorog i promyšlennych predpriatij : tezisy V-j meždunarodnoj naučno- praktičeskoj konferencii. 03.11-04.11.2016 Dnepr. - Dnepr: DNUŽT, pp. 56-57.
 15. Gerlici J., Experimental Rigs for Wheel /Rail Contact Research / J. Gerlici, M. Gorgunov, K. Kravchenko, A. Kostyukevich, O. Nozhenko, T. Lack. // «Manufacturing Technology». October 2016, Vol. 16 No 5. 2016. - p. 909-916.

References

1. Gerlici J. Temperature fields in the brake blocks when braking on an incline / J. Gerlici, R. Řezníček // XI. International conference "Current problems in rail vehicles". (In Slovak), Česká Třebová, 13 - 14. 09. 1994. - pp. 233-244.
2. Gerlici J. Transport Means Properties Analysis / J. Gerlici, T. Lack et al. // Vol. I. (2005), ISBN 80-8070-408-2, EDIS – Publishing Institution of the University of Žilina, Žilina 2005. - p. 214.
3. Řezníček R. Stress analysis monoblock wheels braked by FEM (In Slovak) / R. Řezníček, J. Gerlici, T. Lack // In: proceedings: ŽELSEM '93, Savings in railway", University of Žilina, Loučeň, 1993. - pp. 155-161.
4. Gerlici J. Simulation of down hill braking with a shoe brake, 4.th mini conference on vehicle system dynamic, identification and anomalies / J. Gerlici, V. Hlavňa, R. Řezníček // Technical university of Budapest, 1994. – 6 p.
5. Gerlici J. Laboratory simulation of braking with a shoe brake / J. Gerlici, T. Lack, D. Kalinčák // In: SITARZ, M.: Railway wheelsets. Monograph. ISBN 83-7335-151-5. Chapter 5. Silesian university of technology, Gliwice Poland, 2003, pp. 83-92.
6. Man K. W. Contact mechanics using boundary elements / K.W. Man // Topics in engineering. Volume 22. Computational mechanics publication. ISBN: 1 85312 334 X. Southampton 1994. - p. 185.
7. Lack T. Wheel/rail contact stress evaluation by means of the modified Strip method / T. Lack, J. Gerlici // In: Communications: scientific letters of the University of Žilina. - ISSN 1335-4205. Vol. 15, no. 3, 2013. - pp. 126-132.
8. Lack T. Wheel/rail tangential contact stress evaluation by means of the modified strip method / Lack, T., Gerlici J. // In: Communications: scientific letters of the University of Žilina. - ISSN 1335-4205. - Vol. 16, no. 3A, 2014. - pp. 33-39.
9. Lack T. The FASTSIM method modification in speed up the calculation of tangential contact stresses between wheel and rail / T. Lack, J. Gerlici // In: Manufacturing technology: journal for science, research and production. - ISSN 1213-2489. - Vol. 13, no. 4, 2013. - pp. 486-492.
10. Lack T. A modified strip method to speed up the tangential stress between wheel and rail calculation / T. Lack, J. Gerlici // In: Applied mechanics and materials. - ISSN 1660-9336. - Vol. 486, 2014. - pp. 371-378.
11. Gerlici J. Iterative method for railway wheel profile design / J. Gerlici, T. Lack // In: Communications: Scientific Letters of the University of Žilina. ISSN 1335-4205. - Vol. 11, No. 2, 2009. - pp. 49-56.
12. Gerlici J. Railway wheel and rail head profiles development based on the geometric characteristics shapes / Gerlici J., Lack T. // In: Wear: an international journal on the science and technology of friction, lubrication and wear. - ISSN 0043-1648. - Vol. 271, No. 1-2 Sp. iss., 2011. - pp. 246-258.
13. Vlk M. Experimental mechanics. (In Czech) / M. Vlk, L. Houfek, P. Hlavoň, P. Krejčí, V. Kotek, J. Klement // Chapter 6.1 Introduction into experimental determination of residual stresses. Brno university of technology, 2003, - pp. 119-123.
14. Noženko O.S. Experimentální doslídžeňa dinamičnogo vplivu ručomogo skladu na koliju / O.S. Noženko, A.Ju. Čerňak, R. Ju. Ďomin, A.V. Mostovič, V. Hauser // In: Perspektivy vzaimodejstvija železnych dorog i promyšlennych predpriatij : tezisy V-j meždunarodnoj naučno- praktičeskoj konferencii. 03.11-04.11.2016 Dnepr. - Dnepr: DNUŽT, pp. 56-57.
15. Gerlici J., Experimental Rigs for Wheel /Rail Contact Research / J. Gerlici, M. Gorgunov, K. Kravchenko, A. Kostyukevich, O. Nozhenko, T. Lack. // «Manufacturing Technology». October 2016, Vol. 16 No 5. 2016. - p. 909-916.

Суханек А., Гарушинець Й., Лоулова М. Структурний аналіз залізничного колеса при гальмуванні на спуску

Стаття присвячена виявленню сумарної напруги в гальмівному залізничному колесі, яка була визначена на основі аналізу теплового перехідного процесу на віртуальних моделях, оскільки температурні напруги впливають на характеристики залізничних коліс. Структурний аналіз виконувався за допомогою програмного пакету ANSYS Multiphysics. Термічний аналіз перехідних процесів пов'язаний з виявленням температурних полів, які є результатом колодкового гальмування. Тепловий потік утворився в колесі в результаті тертя. Для прискорення процесу розрахунку моделювалася черв'як моделі. При дослідженні моделювали гальмування з подальшим охолодженням і далі повторним гальмуванням. Розподіл еквівалентної напруги в колесі досліджувався в поперечному перерізі в обраних точках. Вхідними параметрами для дослідження були результати теплового аналізу перехідних процесів. Еквівалентні напруги виникали в результаті теплового навантаження.

Ключові слова: залізничне колесо, колодкове гальмо, залишкові напруги, перехідний теплової аналіз.

Суханек А., Гарушинець Й., Лоулова М. Структурний аналіз залізничного колеса при гальмуванні на спуску

Статья посвящена обнаружению суммарного напряжения в тормозном железнодорожном колесе, которое было определено на основе анализа теплового переходного процесса на виртуальных моделях, поскольку температурные напряжения влияют на характеристики железнодорожных колес. Структурный анализ выполнялся с помощью программного пакета ANSYS Multiphysics. Термический анализ переходных процессов связан с обнаружением температурных полей, которые являются результатом колодочного торможения. Тепловой поток образовался в колесе в результате трения. Для ускорения

процесса расчёта моделировалась четверть модели. При исследовании моделировали торможение с последующим охлаждением и далее повторным торможением. Распределение эквивалентного напряжения в колесе исследовалось в поперечном сечении в выбранных точках. Входными параметрами для исследования были результаты теплового анализа переходных процессов. Эквивалентные напряжения возникали в результате тепловой нагрузки.

Ключевые слова: *железнодорожное колесо, колодочный тормоз, остаточные напряжения, переходной тепловой анализ.*

Суханек А. – к.т.н., старший викладач кафедри транспорту і вантажно-розвантажувального обладнання Жилинського університету (Словацька республіка).

Гарушинець Й. – к.т.н., старший викладач кафедри транспорту і вантажно-розвантажувального обладнання Жилинського університету (Словацька республіка).

Лоулова М. – к.т.н., старший викладач кафедри транспорту і вантажно-розвантажувального обладнання Жилинського університету (Словацька республіка).

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 14.03.2017

УДК 629.123

**OPTIMAL CRITERIA FOR THE GOVERNMENTAL
MULTIFUNCTIONAL SPECIAL SHIP**

Zvaigzne A.

**ОПТИМАЛЬНІ КРИТЕРІЇ ДЕРЖАВНОГО
БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО СПЕЦІАЛЬНОГО КОРАБЛЯ**

Зваїгне А.

The effectiveness assessment of multifunctional specialized ships was discussed. Three groups of criteria such as financially-economic, technical and operational were analysed. Used of common multifunctional platform for the state mission fulfilment was proposed. Selection of the SWATH platform for the possible ship constriction form was analyse. Number of different mission modules were offered to carry out for solving the optimization problem, improve effectiveness of the state system and redaction of the state flites live time expansions.

Keywords: criteria, specialized ship, optimization, effectiveness.

Introduction. Countries which have access to the sea have several privileges and rights, as well as responsibilities which are defined in international laws, treaties and conventions. These countries are obligated to guarantee safe sailing, search and rescue in case of an emergency, the carrying out of laws enforcement in their ex-

clusive economic zone and territorial waters, their protection and defence, to provide hydrographic information as well as many other tasks.

International requirements do not differentiate between big and small countries; these requirements are to be fulfilled regardless of the size of the coast, population or government budget. This is a great challenge for minor countries, as they are forced to fulfil these requirements with limited economic, pecuniary and human capital.

In order to fulfil these requirements in Latvia, there exist several organizations which supervise the carrying out of legislation in the sea- the Coastguard of the Latvian Navy, the Latvian Border Guard, the Fishing Inspection, and the Hydrographic Service of the Maritime Administration as well as others. Using System of the system approach, we can build table of some form of hierarchy in state maritime domain.

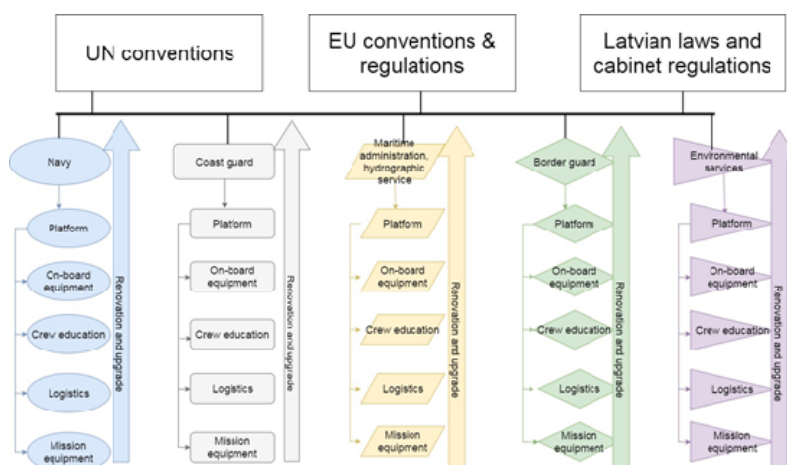


Fig. 1. Present situation

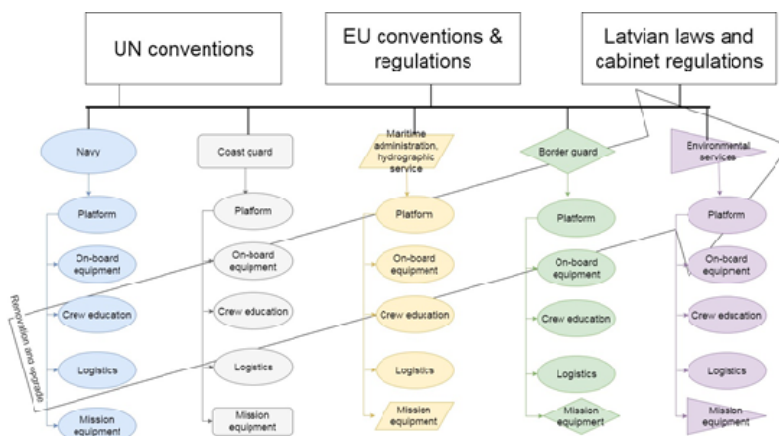


Fig. 2. Proposed situation

Each of these organizations fulfils their own specific function (even though they tend to overlap quite often) and each requires its own specific type of sea craft, with its own specific constructional and operational capabilities. Each of them develop specific live cycle upgrade and renovation plan for specific platform. For a country with severely limited resources, meeting these requirements is extremely challenging. Is it possible to optimise the requirements for such sea craft to reduce expenses? To answer this question, an analysis of the criteria by which these special sea crafts are chosen is needed. Author propose carefully analyse function and technical requirements for each organisation and found possibility to create common multifunctional platform for different missions. With creation of the new multifunctional platform, the new system of the system hierarchy for the maritime domain can be as on the table.

Author understand that such a multifunctional platform cannot be universal and other specific types of the vessels can be required. However, by understanding of laws requirements and organisational needs, technical and operational criteria, budget limitation, capability of multifunctional platforms such a platform can be selected and used for state obligation fulfilment. Selection of common multifunctional platform for the different state organization will allow us save on many expenses during vessels live cycle included renovation and upgrade. Only specific mission module will be different for each organization and will require individual approach. +

The Understanding of the Criteria.

The process of building new sea craft needs to be extremely researched and thought-out; all factors, criteria and risks connected with the project need to be analysed before designing the ship. As with each project, in the beginning the available knowledge is limited, but it is the time when the most important decisions are made. At the end of the project, the available knowledge is considerably higher, but not many major decisions are left to be made.

In this work, the following criteria will be examined:

Financially-Economic criteria; Technical criteria; Operational criteria. These factors, are, of course, inter-

connected, but in order to better understand them, they will be examined individually.

Financially-Economic criteria.

It is relatively easy to define Financially-Economic criteria (FEC) for commercial ships, where the main criterion is the profit relative to their expenses. Sadly, such a criterion is not possible for a Navy, Coastguard or Border Guard ship. Thus, a need for different criteria arises.

The most important FEC is political will- how much does the government desire to fulfil the international requirements and how many resources is it ready to invest?

Secondary -most important for the FEC is how rationally will these resources be spent? For this criterion an analysis of not only the construction expenses, but also operational expenses is needed.

FEC and their associated expenses can be divided into several categories:

1. Research and Development (R&D), 2. Purchasing/ Construction, 3. Operational expenses, 4. Utilization. The total costs of the ship can be calculated as the sum of all of the aforementioned categories:

$$\sum \epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 + \epsilon_4 \quad (1)$$

By looking at each category individually, we will find that we are able to save money at almost all stages of life of the craft.

1. R&D is one of the most important phases and is also extremely risky with regard to completely new designs. In order to decrease the degree of risk and costs, it is possible to choose a pre-existing ship design. By choosing a pre-existing design, it is important to evaluate it based on its merits, its compliance with our requirements, as well as the costs of adjusting the ship for our requirements and the evaluation of whether our shipyards can build such a design.

2. Purchasing/Building. As we evaluate specialized ships for our requirements, it is extremely desirable from both a political and economic standpoint to build the ship in our own country's shipyards. From an operational viewpoint, building the ship in our own country's shipyards will allow for shorter repair times, as well as

guaranteeing their quality control and political independence from faring government. More importantly, it also allows for a cheaper and quicker modernization if the need arises.

3. Operational expenses. In general, operational expenses constitute 82% of the total costs of a ship. By taking into account the importance of this criterion, it is important to pay great attention to it during the design phase. The best time to reduce operational costs is during the R&D phase. Operational expenses can be divided into two broad categories: practical and administrative operational expenses.

Practical operational expenses are expenses which are formed by the ship’s staying at sea, the doing of work, repair expenses, expenses on personnel and on modernization.

Administrative operational expenses are formed from ships administrative expenses, expenses from ensuring, environmental protection and others.

An extremely important factor in reducing operational expenses is ensuring greater interdepartmental coordination. By correctly deciding on the technical specifications of newly built ships, as well as operational possibilities, use of modular equipment on the ship, how much the ship will be used and ensuring a strict interdepartmental contract, it is possible to greatly reduce future operational expenses. In Latvia, this point requires special attention.

4. Utilization. Ship utilization need to be included in to the common live cycle cost, this can be significant part of expenses, especially in case when hard utilized materials were used in ships construction.

Technical criteria.

Technical criteria consists of sailing capabilities, possibilities of placing various equipment, ship behaviour on waves, living conditions of the crew, manoeuvrability, ship speed. Use of taxonomy scheme and author experience by given 100- for the most important, 70- important, 50- less important, 30- need to have for the applicable requirements, we can found area of the optimal “most important” technical criteria (blue) for the special multifunctional ship. Area of “important” (violet) requirements also need to be carefully consider.

Operational criteria.

Let us list the possible missions specialized ships will have to do. Each mission consists of several elements (mission element):

Exclusive Economic zone (EEZ) control;

- Searching Suspected Illegal Activity Ship – (SIAV);
- Pursuit;
- Inspection, Boarding;
- Seize;
- Escorting;
- Etc. ;

Search and Rescue (SAR) operations;

- SAR;
- Fire-fighting;
- Towing of a damage ship;
- Divers support.

Marine environmental protection (MEP);

- Localization of oil spill areas and liquidation of pollution;
- Fishing control;
- Inspection, Boarding;
- Environmental pollution control;
- Hydrographical surveillance and support

Military readiness (MR);

- Interdiction
- Delivery of an inspection group to the ship
- Fulfilment of the ISPS code and its control
- Gathering of oil or other hazardous materials
- Towing of a damage ship
- Divers support
- Fire fighting
- Ensuring of safe sailing (military functions)
- Anti-mine warfare
- Anti-ship warfare
- Anti-air warfare
- Anti-submarine warfare
- ABC defence
- Mine deployment
- Anti-saboteur warfare
- Specialized transportation
- Anti-blockade warfare
- Etc.

| Organization \ Technical criteria | Coastguard | Navy | Hydrographic Service | Border Guard | Fishing Inspection |
|--|------------|------|----------------------|--------------|--------------------|
| Sailing capabilities | 100 | 100 | 30 | 70 | 70 |
| Possibilities of placing various equipment | 70 | 100 | 100 | 30 | 30 |
| Ship behaviour on waves | 100 | 100 | 30 | 70 | 50 |
| Manoeuvrability | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 |
| Ship speed | 100 | 100 | 30 | 100 | 50 |
| Living conditions of the crew | 70 | 100 | 50 | 50 | 50 |

Fig. 3. Ship’s technical criteria for organizations

| Organization Operational criteria | Coastguard | Navy, | Border Guard, | Fishing Inspection, | Hydrographic Ser- vice |
|--|------------|-------|------------------|---------------------|---------------------------|
| SIAV | 100 | 100 | 100 | 70 | 0 |
| Pursuit | 100 | 100 | 100 | 100 | 0 |
| Inspection, Boarding | 100 | 100 | 100 | 100 | 0 |
| Seize | 50 | 100 | 50 | 30 | 0 |
| Escorting | 70 | 100 | 50 | 30 | 0 |
| SAR | 100 | 70 | 70 | 30 | 30 |
| Fire-fighting | 100 | 30 | 30 | 0 | 0 |
| Towing of a damage ship | 100 | 30 | 30 | 0 | 0 |
| Divers support | 70 | 100 | 30 | 0 | 50 |
| Localization of oil spill ar- eas and liquidation of pol- lution | 100 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Fishing control | 30 | 0 | 0 | 100 | 0 |
| Environmental pollution control | 100 | 30 | 70 | 70 | 0 |
| Hydrographical surveil- lance and support | 30 | 30 | 0 | 0 | 100 |
| Interdiction | 70 | 100 | 50 | 0 | 0 |
| Fulfilment of the ISPS code and its control | 100 | 100 | 100 | 0 | 0 |
| Ensuring of safe sailing | 100 | 100 | 0 | 0 | 100 |
| Anti-mine warfare | 30 | 100 | 0 | 0 | 0 |
| Anti-ship warfare | 30 | 100 | 0 | 0 | 0 |
| Anti-air warfare | 0 | 100 | 0 | 0 | 0 |
| Anti-submarine warfare | 0 | 100 | 0 | 0 | 0 |
| Anti-blockade warfare | 30 | 100 | 30 | 0 | 0 |
| Anti-saboteur warfare | 70 | 100 | 70 | 0 | 0 |
| Specialized transportation | 70 | 100 | 50 | 0 | 0 |
| ABC defence | 0 | 100 | 0 | 0 | 0 |
| Mine deployment | 30 | 100 | 0 | 0 | 0 |

Fig. 4. Ship's operational criteria for organizations

We can do similar taxonomy scheme for the operational criteria, and define area of the most common required operational criteria for the new special multifunctional ship (Blue and rose zone).

The analysis of common and each operative criteria has to be made thoroughly, taking into account both the Technical criteria and financial Economic Criteria.

SWATH. Analysing financial, technical and operational requirements we can proposed possible solution for selection of common multifunctional platform. SWATH type of the vessels construction can be officiant to accommodate different mission module and stable enough for different missions, and as a multifunctional platform can be used in many organisations for the state obligation fulfilment. Acronym SWATH is staying for “small-waterplane-area twin-hull ship” a ship consisting of a component below the surface that has most of the buoyant volume, a component above the surface that contains most of the usable volume, and struts that connect these two volumes and pierce the surface.” [11].

Advantages for the SWATH construction are:

-Possibility for a small craft to have a complete open-ocean capability that is not possible for a mono-hull vessel of a similar size.

- Provides a stable sensor platform that permits employment of different equipment and weapons system.



Fig. 5. SWATH

- Provide excellent manoeuvring ability.
- Reduced Water Resistance on high speed
- Large deck space allow functions as a larger vessel
- Minimal vessel motion enhances crew comfort, as result improve awareness and safety!
- Creates Benign Acoustic Environment. Because the propellers are set wide apart, there is not a great deal of turbulence produced directly astern.

SWATH big deck space provide opportunity for the vessel accommodate different kind of equipment, most easiest way to have standard place for the mission module adopted to the international standard. Such approach

will simplify module production, transportation and storage. Dependent on the mission, module can be changed in short time and will provide ship with new capabilities. Some of the mission modules examples we can found on SWATH project for the Latvian Navy. New build patrol vessel was designed to carry one mission module in front of the ship.

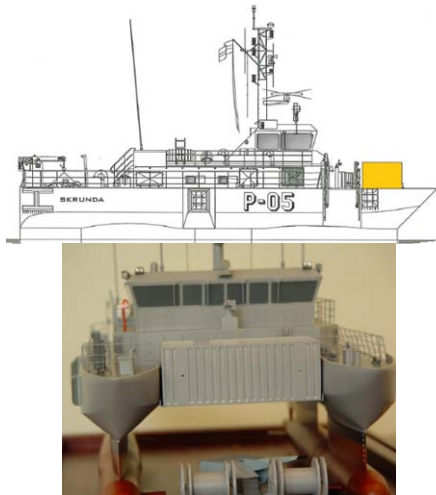


Fig. 6. Mission module

Ship have special place between the hulls for store one standard 20 fete container. There are four standard fasteners, two attached to the each of ship's bow.



Fig. 7. Mission module store position

There can be different containers with different size, depend on the mission equipment. Possible solution can see it tab1.

Possible mission modules are:

- Diver support units with diver presser chamber.

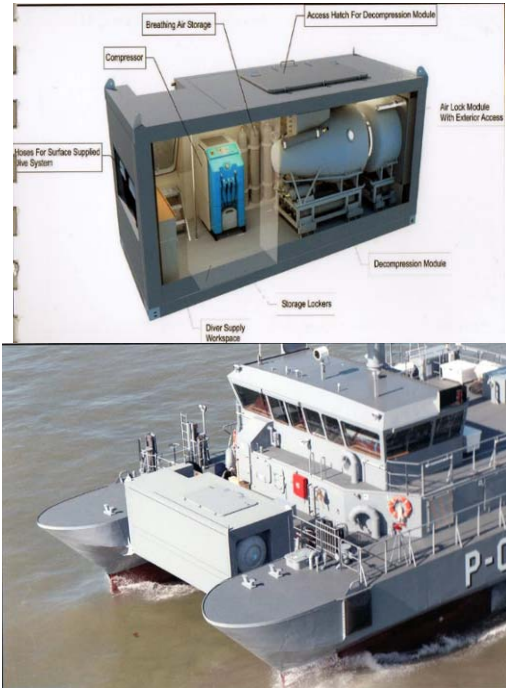


Fig. 8. Diver chamber mission modul [1]

- Medical mission module for humanitarian operations

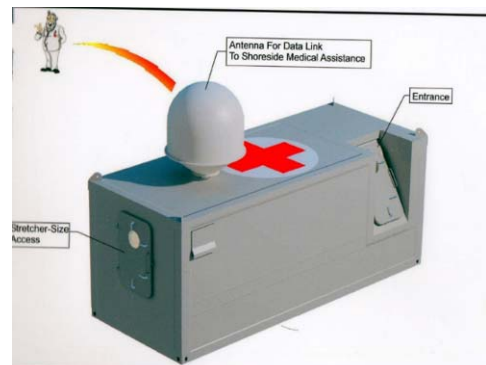


Fig. 9. Firefighting model [1]

Table

| | Mission module dimension | | |
|---|--------------------------|--------------|--------------------------|
| | empty weight | max. payload | Outer dimensions (l*b*h) |
| Enclosed container with thermal insulation | ca. 3.000 kg | 3.000 kg | 6,5m*2,5m*2,54m |
| Enclosed container without thermal insulation | ca. 2.750 kg | 3.250 kg | 6,5m*2,5m*2,54m |
| Flushdeck container | ca. 1.000 kg | 3.000 kg | 6,5m*2,5m*1,4m |
| Container flat | ca. 500 kg | 3.500 kg | 6,5m*2,5m*0,3m |

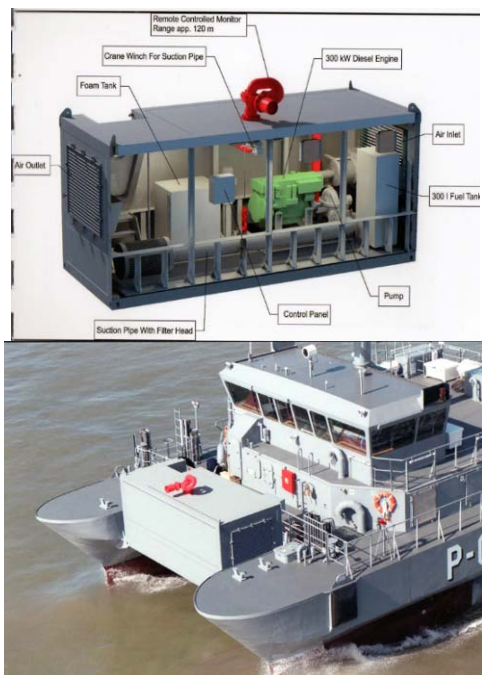


Fig. 10. Hydrographic module (Estonian hydrographic vessel) [1]



Fig. 11. Hydrographic mission module [16]

Conclusion. Multifunctional special ship can be used for the different state organisations. Choosing criteria for a multifunctional specialized ship is a difficult process which requires deep knowledge in multiple disciplines. The working group for selecting a ship has to consist of experts of different fields, who can freely analyse and compare several possible solutions. Using the aforementioned criteria, it is possible to model different ship configurations, research how technical requirements collaborate with operational requirements and their effects on financially-economic indicators, as a result of which it becomes possible to choose the most adequate and effective project.

SWATH platform can be reliable type of vessel construction to fulfil state obligation.

References

1. Abeking & Rasmussen Project 20" Container Module for 25m, SWATH@A&R 32. lpp
2. Back T. (1996) *Evolutionary Algorithms in Theory and Practice*. New York: Oxford University Press.
3. Bertram V., Maisonneuve, J., Caprace, J., Rigo P. (2005) *Cost Assessment in Ship Production*. RINA.
4. Blanchard S.B., Blyler J.E., (2016) *Systems Engineering Management*, fifth edition. Wiley.
5. Bondarenko O.V. (2013) Determination of the main characteristics of the small waterplane area twin hull ships at the initial stage of design. *Polish Maritime Research*, Vol. 20, Issue 1(77), pp.11–22.
6. Brown A., Salcedo J., (2003) Multiple-Objective Optimization in Naval Ship Design. *Naval Engineers Journal*, Volume 115, Number 4, 1 October, pp. 49-62(14) American Society of Naval Engineers
7. Caprace J.D., Rigo P. Multi-Criteria Decision Support for Cost Assessment Techniques in Shipbuilding Industry, viewed 15.01.2017 https://orbi.ulg.ac.be/bitstream/2268/9967/1/03_Caprace.pdf
8. Davis, L. (1991) *Handbook of Genetic Algorithms*. New York: Van Nostrand.
9. Deschamps L. Trumbule J. (2004), Chapter 10 - Cost Estimation, *Ship Design and Construction*. SNAME.
10. Ian Alexander, Richard Stevens. *Writing Better Requirements*. Edinburgh : Pearson Education Ltd, 2002. ISBN 978-0-321-13163-8.
11. Landamore M., Birmingham R., Downie M., (2007) Establishing the Economic and Environmental Life Cycle Costs of Marine Systems: a Case Study from the Recreational Craft Sector. *Marine Technology*, 2(44):106–117, April 2007.
12. McGraw-Hill Dictionary of Scientific & Technical Terms, 6E, Copyright © 2003 by The McGraw-Hill Companies, Inc.
13. Law, A.M. (2015) *Simulation Modeling and Analysis*. New York: McGraw-Hill Publ.
14. Skrunđa tipa patruļkuģi viewed 01.03.2017: <http://www.riga-shipyard.com/lv/project/skrunda-tipa-patruļkuģi/>
15. „Nacionālo bruņoto spēku Jūras spēki”, VA „Tēvijas sargs”, Rīga, Ģeotelpiskā informācijas aģentūra, 2008, 96 lpp.;
16. US Defense Systems Management College (1997, third edition), *Acquisition Logistics Guide*. FORT BELVOIR, VA 22060-5565 U.S. Government Printing Office Superintendent of Documents, Mail Stop: SSOP, Washington, DC 20402-9328
17. https://www.google.lv/search?q=estonia+hydrographic+ship&biw=1280&bih=899&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKewj-nfvijMLSahXCiPo-ijMLSahXCiPo-LSahXCiPo-hXCiPo-Ipo-KHZBnAI8Q_AUIBigB&dpr=1#imgdii=Yn5QbCSH-qvtPM:&imgcr=Aa6Mm9Z2ETILfM:

Зваїгне А. Оптимальні критерії державного багатofункціонального спеціального корабля.

Розглянуто оцінку ефективності багатofункціональних спеціалізованих судів. Були проаналізовані три групи критеріїв, таких як фінансовоекономічні, технічні та оперативні. Запропоновано використовувати єдину багатofункціональну платформу для виконання завдань держави. Був проведений аналіз вибору платформи SWATN як можливої форми оцінки суден. Було запропоновано безліч різних модулів завдань для вирішення проблеми оптимізації, підвищення ефективності державної системи і зміни державного флоту в режимі реального часу.

Ключові слова: критерії, спеціалізоване судно, оптимізація, ефективність.

Зваїгне А. Оптимальные критерии государственного многофункционального специального судна.

Рассмотрена оценка эффективности многофункциональных специализированных судов. Были проанализированы три группы критериев, таких как финансово-экономические, технические и оперативные. Предложено использовать единую многофункциональную платформу для выполнения задач государства. Был проведен анализ выбора платформы SWATN как возможной формы оценки суден. Было предложено множество различных модулей задач для решения проблемы оптимизации, повышения эффективности государственной системы и изменения государственного флота в режиме реального времени.

Ключевые слова: критерии, специализированное судно, оптимизация, эффективность.

Зваїгне А. – в.о. ректора Латвійської морської Академії, Латвія.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 05.03.2017

УДК 65.015.13.009.12

РОЛЬ ПРОЕКТНОГО ПОТЕНЦІАЛУ ПРИ ФОРМУВАННІ КОНКУРЕНТНИХ ПЕРЕВАГ СТИВІДОРНОЇ КОМПАНІЇ

Андрієвська В.О., Павловська Л.А.

ROLE OF PROJECT POTENTIAL WHEN FORMING COMPETITIVE ADVANTAGES OF A STEVEDORING COMPANY

Andrievska V., Pavlovska L.

У статті розглянуто питання щодо впливу проектного потенціалу на розвиток компаній через реалізацію проектів, як засобу підвищення їх конкурентоспроможності. Обґрунтовано використання категорії «проектного потенціалу» на двох рівнях: перший рівень – рівень організації в рамках вирішення стратегічних завдань і підвищення конкурентоспроможності компанії взагалі, другий рівень – рівень проекту в якості конкурентоспроможності конкретного виду продукції підприємства. Побудований логічний ланцюжок «проектний потенціал організації – проектний потенціал на рівні проекту – конкурентні переваги – конкурентоспроможність».

Ключові слова: проектний потенціал, розвиток, конкурентні переваги, конкурентоспроможність, стивідорні компанії.

Вступ. Стивідорні компанії – підприємства, які після набуття чинності новим законом про порти, опинилися перед необхідністю самостійного розвитку матеріально-технічної бази. Специфічність умов роботи стивідорних компаній, потреба у швидкій адаптації, застосуванні інноваційних технологій у виробничій діяльності та креативних підходів у боротьбі за вантажопотоки, стимулюють компанії до реалізації усе більш грандіозних і масштабних проектів і програм, що вимагають значних інвестицій.

Постановка проблеми. В останнє десятиліття методологія управління проектами розвивається значними темпами, збагачуючись новими концепціями, підходами, моделями та методами. Одна з відносно нових категорій управління проектами – «проектний потенціал» відповідно до стандарту IPMA OSCV[®] розглядається в якості компетентності організації в галузі управління проектами. Нами пропонується розширити існуючу сферу використання категорії «проектний потенціал» і застосовувати його як характеристику можливостей успішної реалізації конкретного проекту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сучасна методологія управління проектами викладена в працях закордонних дослідників - Дж. Р. Тернера, Х. Танака, В.М. Буркова, В.І. Воропаєва; а також вітчизняних учених: С.Д. Бушуєва, В.А. Рача, В.А. Вайсмана, І.В. Кононенко, К.В. Кошкіна, А.І. Рибалки, Ю.М. Тесли. Одна з нових категорій управління проектами – «проектний потенціал», який є відображенням компетентності організації в галузі управління проектами. Дана компетентність є відбиттям зрілості підприємства з погляду використання концепції управління проектами в організації. Такий підхід прийнятий за основу в публікаціях Г. Керцнера, С.Д. Бушуєва, Н.С. Бушуєвої і припускає використання «проектного потенціалу» у якості універсального інструмента управління розвитком компетентності організації з високим ступенем абстрагування від специфіки підприємств і суті проектів компаній.

Мета статті. Встановити вплив проектного потенціалу на розвиток та конкурентоспроможність стивідорних компаній.

Результати досліджень. Потенціал – це агрегований ресурс (мається на увазі, що агрегуються різні види ресурсів і можливості їх використання), який може бути спрямований на досягнення певних цілей функціонування або розвитку підприємства.

Компанії, що мають низький рівень проектного потенціалу в зазначеному контексті (рівень компетентності або технологічної зрілості), можуть успішно реалізовувати окремі проекти завдяки попередньому досвіду, підтримці владних структур тощо. Тобто їх потенціал у реалізації конкретного проекту високий при низькому рівні компетентності в управлінні проектами.

Розвиток даної ідеї призводить до розширення меж використання категорії «проектний потенціал», що припускає можливість застосування його в якості заходу можливостей підприємства щодо реалізації

конкретного проекту в конкретних умовах, а не проєктів взагалі.

Таким чином, ми пропонуємо дворівневий розгляд «проєктного потенціалу».

Перший рівень – це рівень підприємства в цілому, оцінка проєктного потенціалу в цьому випадку близька за своєю суттю до оцінки конкурентного потенціалу підприємства й відповідає підходу [1, 3, 5, 6]. Звернення до проблеми оцінки проєктного потенціалу на даному рівні доцільно в рамках вирішення стратегічних завдань підвищення конкурентоспроможності підприємства. Дійсно, при однакових стратегічних можливостях більш конкурентоспроможним буде те підприємство, у якого вище рівень технологічної зрілості з погляду використання методології й інструментів управління проєктами. *Другий рівень* – це рівень проєкту, оцінка проєктного потенціалу в даному контексті аналогічна оцінці конкурентоспроможності конкретного виду продукції підприємства.

Згідно з цим підходом, проєктний потенціал щодо конкретного проєкту унікальний для кожної компанії й може виступати в якості певного порівняння компаній і відбиває «конкурентоспроможність» компанії в реалізації конкретного проєкту.

В основі конкурентоспроможності – конкурентні переваги. Кількість і «сила» конкурентних переваг визначає конкурентоспроможність стивідорних компаній у сьогоdnішніх умовах.

Згідно [8], прагнення підвищити рівень якості надаваних послуг змушує стивідорні компанії повному оцінити ті інструменти й методи, які вони використовують для формування своїх конкурентних переваг. І якщо в минулому основу конкурентного потенціалу становили, насамперед, виробничі потужності, кадри, фінанси, ресурси й запаси, то сьогодні все частіше говорять про необхідність формування конкурентних переваг на основі маркетингового підходу, посиленого використанням сучасних інформаційних технологій та інновацій.

Таким чином, для стивідорних компаній, з урахуванням специфіки їх діяльності, основні фактори, які впливають на конкурентоспроможність у сьогоdnішніх умовах, наступні:

- Специфіка порту та території комплексу (терміналу), до якого належить компанія: географічне розташування порту, яке або сприяє залученню клієнтури, або, навпаки, створює певні труднощі (наприклад, для заходу суден значного дедвейту); стан причального фронту, під'їзних колій; економічна й транспортна специфіка регіону тощо. Дана група факторів характеризує інфраструктуру порту й комплексу (терміналу);

- Організація роботи комплексу (терміналу) – структура комплексу, внутрішньо термінальна інфраструктура, доцільність і раціональність обладнання комплексу, відсутність диспропорцій у структурних частинах терміналу, відповідність потужності й попиту тощо;

- Рівень технологічного обладнання. Склад і стан технологічного обладнання комплексів (терміналів) визначає собівартість операцій, час і якість їх виконання, що є основними показниками конкурентоспроможної послуги стивідорної компанії;

- Рівень автоматизації й інформаційного забезпечення. Сьогоdnішні тенденції в розвитку портового устаткування спрямовані на автоматизацію й інформатизацію технологічних процесів, що зменшує використання людських ресурсів і підвищує надійність операцій, завдяки виключенню «людського фактору» у тих процесах, де це можливо. Відповідно до сучасних вимог інформаційне забезпечення дозволяє зменшувати час, необхідний для підготовки й обробки інформації щодо виробничих процесів. Також адекватне інформаційне забезпечення дає можливість відповідати на запити клієнтури стивідорної компанії в режимі реального часу;

- Кваліфікація менеджменту й персоналу. Рівень розвитку портових технологій, динамічна зміна ринку, високі вимоги клієнтів визначають необхідність високого рівня професійних знань, досвіду, стратегічного мислення в менеджменті компанії;

- Політика й організація роботи із клієнтами. Гнучке ціноутворення, робота із клієнтами на сучасних принципах маркетингу також визначають успішність підприємства. Сучасні стивідорні компанії перебудовують політику відносин із клієнтами під стандарти традиційної сфери послуг (наприклад, медичних послуг, освітніх послуг), не прийняті раніше в транспортній галузі;

- Політика розвитку компанії. Сьогоdnішній бізнес диктує необхідність «роботи на випередження». Компанії для досягнення успіху повинні постійно вдосконалювати свій портфель проєктів, призводити його у відповідність стратегічним цілям із урахуванням стану конкурентного середовища й ринку в цілому. Проактивне управління [2, 4] повинно бути в основі розвитку;

- Компетентність менеджменту в управлінні проєктами. Згідно із сучасною методологією проєктного менеджменту, викладену в нових стандартах, дана компетентність є «енергією», яка лежить в основі досягнення місії компанії.

Будь-який захід, спрямований на підвищення конкурентоспроможності компанії, реалізується через проєкт.

Також зазначимо, що в розглянутій системі факторів не знайшли відбиття інновації, тому що в широкому розумінні даної категорії, інновації можуть бути присутніми у технологічному обладнанні, автоматизації, інформатизації, у політиці роботи із клієнтами тощо. Тобто інновації є невід'ємним елементом кожного виділеного фактору конкурентоспроможності. Дане твердження має докази, наприклад, у [7], де висловлена наступна думка: в умовах гострої конкуренції й мінливості ринку впровадження інновацій виявляється єдиним надійним способом збереження конкурентоспроможності терміналів.

Основні фактори конкурентоспроможності стивідорної компанії можуть бути розподілені на дві групи: перша група – це фактори, пов'язані з матеріальною базою; друга група – це фактори, які пов'язані з людськими ресурсами. І слід зазначити, що в сьогднішніх умовах значимість другої групи не менше, ніж першої. Про це свідчать результати опитування фахівців галузі, на базі якого були проранжовані фактори конкурентоспроможності стивідорних компаній (рис.1).



Рис. 1. Середні оцінки (за 10-бальною шкалою) факторів конкурентоспроможності стивідорних компаній

Згідно з отриманими результатами найбільш важливими факторами конкурентоспроможності є: політика й організація роботи із клієнтами; політика розвитку й рівень технологічного обладнання. Компетентність компанії в управлінні проектами одержала таку ж оцінку, як і організація роботи комплексу (терміналу), що свідчить про поступове розуміння фахівцями стивідорного бізнесу важливості даних знань, досвіду й умінь.

У межах даного опитування також була проведена оцінка поточного стану галузі в середньому щодо портів Великої Одеси (рис.2).



Рис. 2. Відповідність факторів конкурентоспроможності максимально можливому рівню (середня оцінка експертів)

Згідно з отриманими результатами, самими «слабкими» факторами є рівень автоматизації й інформатизації, а також компетентність компаній в

управлінні проектами. З обліком виділеної раніше ролі даного фактору, першим етапом у забезпеченні конкурентоспроможності стивідорних компаній повинно бути формування необхідного рівня компетентності в управлінні проектами, тобто проектного потенціалу на рівні організації.

Реалізація заходів щодо підвищення конкурентоспроможності реалізується через проекти. Проекти розвитку стивідорних компаній найчастіше це - проекти розвитку матеріально-технічної бази, які є інвестиційними, середньостроковими або довгостроковими, складними або дуже складними. Із цього випливає, що успішна реалізація проектів даної категорії практично неможлива без високого рівня проектного потенціалу. З врахуванням проактивного підходу до управління стивідорними компаніями, формування конкурентних переваг із метою досягнення конкурентоспроможності повинно бути безперервним процесом, суть якого відображена на рис.3.



Рис. 3. Вплив проектного потенціалу на конкурентоспроможність стивідорної компанії

Висновок. При високому рівні проектного потенціалу підприємства підвищується й проектний потенціал на рівні конкретного проекту, при цьому успішна реалізація проекту формує нові або підсилює існуючі конкурентні переваги компанії. Низький рівень проектного потенціалу як на рівні організації, так і на рівні проекту може призвести до того, що цілі проекту не досягаються й компанія втрачає конкурентні переваги. Таким чином, вибудований логічний ланцюжок «проектний потенціал організації – проектний потенціал на рівні проекту - конкурентні переваги – конкурентоспроможність». Тим самим визначена роль проектного потенціалу на рівні підприємства й проекту в процесах формування конкурентних переваг і підвищення конкурентоспроможності стивідорних компаній.

Література

1. Андриевская В.А. Использование проектного потенциала в процессах управления проектами развития стивидорных компаний [Текст] / В. А. Андриевская // Вісник НТУ «ХПІ» Збірник наукових праць. Серія: Стратегічне управління, управління портфелями, програмами та проектами. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2015. - №1 (1110). - С. 154 - 159.
2. Бушуев С.Д. Проектное финансирование на модели движущих сил успеха проектов [Текст] / С.Д.Бушуев, Н.С. Бушуева, Р.Ф. Ярошенко // Управління проектами та розвиток виробництва. – 2008. - №1. - С. 5 - 9.
3. Бушуев С.Д. Управление проектами и программами развития организаций на основе предпринимательской энергии [Текст] / С.Д. Бушуев, Ярошенко Н.П., Ярошенко Ю.Ф. // Управление проектами и программами. – 2013. - №4(36). – С. 300 - 311.
4. Замшин В.И. Проектно-ориентированные подходы к управлению конкурентоспособностью производственных систем [Текст] / В.И. Замшин // Вестник ЮРГТУ. - 2011. - № 3. – С. 60 - 66.
5. Керцнер Г. Стратегическое планирование для управления проектами с использованием модели зрелости [Текст] / Г. Керцнер. - М.: Компания АйТи, ДМК Пресс. - 2003. - 320 с.
6. Рач В.А. Моделирование компетентного управления развитием субъектов хозяйствования с использованием категории «проектный потенциал» [Текст]: зб. наук. пр. / В.А. Рач, О.М. Медведєва, О.В. Россошанська // Управління проектами та розвиток виробництва. - 2008. – № 1(25). – С. 156 - 163.
7. Семёнов Ю., Филина Л. Порты как системообразующие узлы логистических платформ [Текст] / Ю. Семёнов, Л. Филина // Порты Украины. -2010. - №5. – С.16 - 17.
8. Фисенко А.И. Использование современных концепций маркетинга для формирования конкурентных преимуществ стивидорных компаний в морском порту [Электронный ресурс] // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – №6. – Режим доступа: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=16594>.

References

1. Andrievskaya V.A. Ispolzovanie proektnogo potenciala v procesah upravleniya proektami razvitiya stividornykh kompaniy / V.A. Andrievskaya // Visnyk NTU "HPI" Zbirnyk naukovykh prac. Seria: Strategichne upravlinnya, upravlinnya portfelyamy, programamy ta proektamy. – X.: NTU "XPI". – 2015. - № 1 (1110). – P. 154 - 159.
2. Bushuev S.D. Proektnoe finansirovanie na modeli dvizhushykh sil uspeha proektov / S.D. Bushuev, N.S. Bushueva, R.F. Yaroshenko // Upravlinnya proektamy ta rozvytok virobnyctva. – 2008. - №1. - P. 5-9.
3. Bushuev S.D. Upravlenie proektami i programmami razvitiya organizatsiy na osnove predprinimatelskoy energii / S.D. Bushuev, N.P. Yaroshenko, Y.F. Yaroshenko // Upravlenie proektami i programmami. – 2013. - №4(36). - P. 300 - 311.
4. Zamshin V.I. Proektno-orientirovannye podhody k upravleniyu konkurentosposobnostyu proizvodstvennykh system / V.I. Zamshin // Vestnik YRGU. - 2011. - № 3. – P. 60 - 66.
5. Kercner G. Strategicheskoe planirovanie dlya upravleniya proektami s ispolzovaniem modeli zrelosti / G. Kercner. - M.: Kompaniya IT, DМК Press. - 2003. - 320 p.

6. Rach V.A. Modelyuvannya kompetentnogo upravlinnya rozvytkom subektiv gospodaryuvannya z vykorystanniam kategorii «proektniy potencial» / V.A. Rach, O.M. Medvedeva, O.V. Rossoshanska // Upravlinnya proektamy ta rozvytok virobnyctva. - 2008. – № 1(25). – P. 156 - 163.
7. Semenov Y., Filina L. Porty kak sistemoobrazuyushie uzly logisticheskikh platform / Y. Semenov, L. Filina // Porty Ukrainy. - 2010. - №5. – P. 16 - 17.
8. Fisenko A.I. Ispolzovanie sovremennykh koncepciy marketinga dlya formirovaniya konkurentnykh preimushestv stividornykh kompaniy v morskome portu // Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya. – 2014. – №6. – Rezhym dostupu: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=16594>.

Андриевская В.А, Павловская Л.А. Роль проектного потенциала при формировании конкурентных преимуществ стивидорной компании.

В статье рассмотрены вопросы влияния проектного потенциала на развитие компаний через реализацию проектов, как средства повышения их конкурентоспособности. Рассмотрено использование категории «проектный потенциал» на двух уровнях: первый уровень - уровень организации в рамках решения стратегических задач и повышения конкурентоспособности компании в целом, второй уровень - уровень проекта, который рассматривается в качестве конкурентоспособности конкретного вида продукции предприятия. Построена логическая цепочка «проектный потенциал организации - проектный потенциал на уровне проекта - конкурентные преимущества - конкурентоспособность».

Ключевые слова: проектный потенциал, развитие, конкурентные преимущества, конкурентоспособность, стивидорные компании.

Andrievska V., Pavlovska L. Role of project potential when forming competitive advantages of a stevedoring company.

The article discusses the impact of project potential on the development of companies through the implementation of projects, as a means of increasing their competitiveness. The use of the category "project potential" was considered at two levels: the first one is the level of the organization within the framework of solving the strategic tasks and increasing the competitiveness of the company in general; the second level is the level of the project that is considered as the competitive ability of a specific type of the company products. The logic chain "project potential of the organization – project potential at the project level - competitive advantages – competitive ability" was built in the article.

Keywords: project potential, development, competitive advantages, competitiveness, stevedoring companies.

Андриєвська В.О. – к.т.н., старший викладач кафедри «Системний аналіз і логістика» Одеського національного морського університету, e-mail: andri-vera@ukr.net

Павловська Л.А. – к.е.н., доцент, доцент кафедри «Системний аналіз і логістика» Одеського національного морського університету, e-mail: licy74@mail.ru

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 13.03.2017

УДК 656.6

ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНЫХ ВИДОВ ПРОЕКТОВ ПОПОЛНЕНИЯ ФЛОТА

Берневек Т.И.

CHARACTERISTICS OF FLEET REPLENISHMENT PROJECTS

Bernevek T.

В статье систематизированы различные варианты проектов пополнения флота и представлены их классификационные признаки. Охарактеризовано содержание и специфика этапов жизненных циклов для различных видов проектов пополнения флота. Установлено множество возможной ценности данных проектов. Выявлены принципиальные отличия проектов пополнения флота от проектов приобретения судов. Установлена система факторов, влияющих на продолжительность эксплуатационной фазы проектов пополнения флота.

Ключевые слова: пополнение флота, проект, приобретение, ценность, жизненный цикл

Введение. Пополнение флота – мероприятие, которое направлено на достижение маркетинговых или конкурентных целей судоходных компаний, а также связано с производственной необходимостью в тех ситуациях, когда флот пополняется в замен списанного (проданного) тоннажа.

Пополнение флота формирует соответствующий проект, обладающий определенной спецификой, обусловленной спецификой производственной деятельности судоходных компаний, а также рынка морских транспортных услуг.

Пополнение флота достаточно давно (с 60-70-х годов прошлого века) является объектом научных исследований. Но основное внимание при рассмотрении данной проблемы было направлено на производственные аспекты пополняемого флота (например, обоснование технико-эксплуатационных характеристик флота).

Современные работы по данной проблематике рассматривают проектный подход к приобретению судов. На сегодняшний день устоявшимся термином является «проект приобретения судна». Различным аспектам управления проектами приобретения судов посвящены работы [1-4]. Вопросы финансирования проектов приобретения судов рассматривались в [5]. Тем не менее, пополнение флота является гораздо более широкой проблемой и приобретение судов является одной из ее составляющих. Но на сегодняшний день практически отсутствует теоретическая база управления проектами пополнения флота,

системно рассматривающая все варианты пополнения флота и различные аспекты управления ими.

Целью работы является установление основных характеристик различных видов проектов пополнения флота для обеспечения эффективного управления данными проектами.

Изложение основного материала. Прежде всего, отметим, что «пополнение флота» не является тождественным понятием «проектам приобретения судов».

Основная роль флота – обеспечение перевозок. Приобретение судна является инвестиционным проектом, предусматривающим переход права собственности на судно компании-покупателю. При этом цели приобретения могут не ограничиваться приобретением судна для собственного оперирования. Приобретение судна может осуществляться, например:

- лизинговыми компаниями для дальнейшей сдачи судна в бербоут-чартер;
- компаниями, имеющими доступ к финансовым ресурсам на льготных условиях, для дальнейшей перепродажи судна.

Таким образом, одной из целей приобретения судов является увеличение капитала компании-покупателя, что является финансовой целью; тогда как пополнение флота направлено, прежде всего, на обеспечение возможности выполнения определенного объема транспортной работы, а прирост капитала является вторичной целью (рис. 1).

Пополнение флота, как правило, предусматривает собственное оперирование судами, а также является более широким понятием с точки зрения вариантов пополнения. Так, пополнение флота может осуществляться не только путем приобретения, а и путем долгосрочной аренды судов в бербоут-чартер или тайм-чартер. Аренда судов в тайм-чартер позволяет осуществить пополнение флота для среднесрочной перспективы. Таким образом, проект пополнения флота может являться проектом приобретения судна, но проект приобретения судна не всегда является проектом пополнения флота.

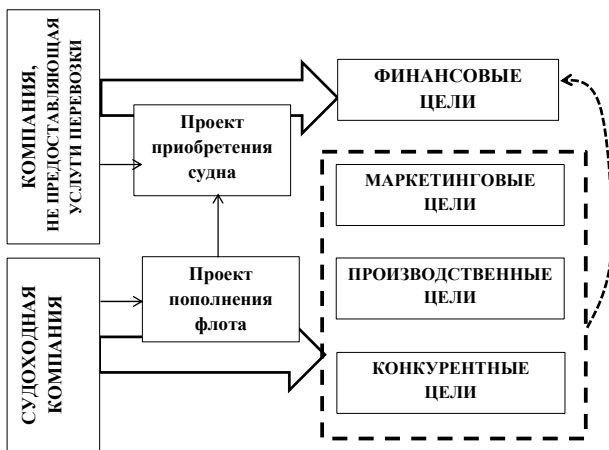


Рис. 1. Основное отличие проектов приобретения судов от проектов пополнения флота

Отметим тот факт, что аренда судов в тайм-чартер относится к производственной деятельности судоходных компаний, как один из вариантов коммерческой эксплуатации судов. Рассмотрение данного вида аренды как проекта отвечает проектно-ориентированному подходу к деятельности судоходных компаний. Аренда судов в бербоут-чартер является разновидностью лизинговых проектов, что было обосновано и рассмотрено в ([6]).

Говоря о проектах приобретения, как варианта пополнения флота, [7] считает, что каждое вновь приобретенное судоходной компанией судно должно рассматриваться как актив компании, когда оно работает, и как пассив, когда оно бездействует. Там же сказано, что «в этой связи судовладельцы и кредиторы должны понимать, что финансируется не столько сама техническая конструкция, которой является судно, а ее применение, как фактическое, так и потенциально возможное».

Пополнение флота может осуществляться следующими вариантами: приобретение судна, долгосрочная аренда (лизинг) в бербоут-чартер и среднесрочная аренда в тайм-чартер. В результате приобретения новых судов или судов, бывших в эксплуатации, а также в результате аренды в бербоут-чартер судоходная компания становится владельцем транспортных средств. В результате тайм-чартерной аренды компания ограничена в своих правах на судно и может осуществлять только коммерческую деятельность, и данный вид аренды позволяет решить кратко- и среднесрочные задачи, связанные с рыночной деятельностью и необходимостью пополнения флота.

Проанализируем более детально специфические особенности проектов, соответствующие различным вариантам пополнения флота. Основные классификационные признаки проектов пополнения флота представлены на рис.2.

Отметим, что проекты пополнения флота могут реализовываться как монопроекты, а могут быть частью программы, мультипроекта, портфеля. При

этом портфель, программа и мультипроект могут содержать исключительно проекты пополнения флота (например, программа последовательного увеличения наличного тоннажа компании до определенного размера), а могут быть ситуации, когда, например, программа развития включает в себя различные по своей сути проекты и пополнение флота является одним из элементов развития.

Специфика различных вариантов пополнения флота с точки зрения проектного менеджмента проявляется, прежде всего, в специфике жизненного цикла, продукта, ценности и состава заинтересованных лиц. Поэтому установим перечисленное для различных вариантов проектов пополнения флота.

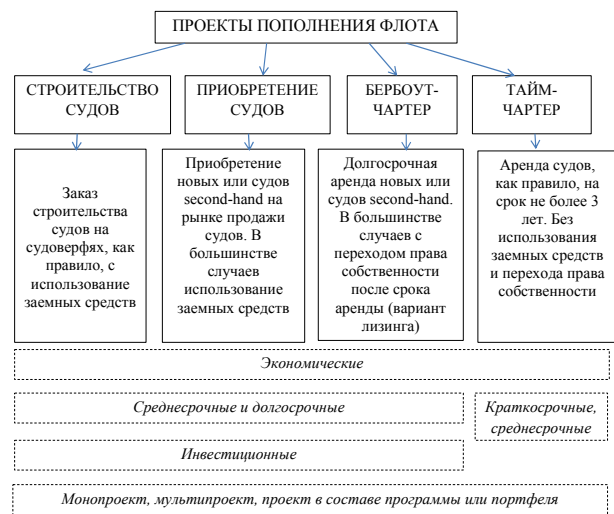


Рис. 2. Виды и основные классификационные признаки проектов пополнения флота

Структура жизненного цикла проектов строительства, приобретения и лизинга соответствует структуре инвестиционных проектов, то есть включает в себя прединвестиционную, инвестиционную, эксплуатационную и ликвидационную фазы. Важной особенностью является то, что эксплуатационная и инвестиционная фазы накладываются друг на друга, так как, как правило, высокая стоимость судов обуславливает необходимость долгосрочного кредитования. Строительство судов осуществляется от 1,5 до 3 лет; а при приобретении уже построенного судна или судна, бывшего в эксплуатации, а также при бербоут-чартере, инвестиционная и эксплуатационная фазы начинаются практически одновременно.

Отметим, что продолжительность эксплуатационной фазы зависит от возраста приобретаемого судна (или судна, арендованного в бербоут-чартер). Кроме того, приобретение судна небольшого возраста может предполагать продолжительность эксплуатационной фазы значительно ниже эксплуатационного срока, что объясняется, например, спецификой условий работы судна, в том числе выбран-

ного сегмента рынка, либо целями присутствия судноходной компании на данном рынке (рис.3).

Помимо указанных факторов, на продолжительность эксплуатационной фазы также влияют:

- требования ИМО, которые могут ограничивать либо делать невозможным работу судна с точки зрения возраста и технического состояния;
- состояние и динамика фрахтового рынка и рынка продажи судов;
- условия эксплуатации судов.



Рис. 3. Факторы, влияющие на продолжительность эксплуатационной фазы проектов пополнения флота на базе строительства, приобретения, лизинга

Отметим, что рынок и состояние судна влияют на экономические показатели, которые могут служить индикаторами дальнейшей целесообразности эксплуатации судна в рамках рассматриваемого проекта (например, в [1] для этих целей использовался темп прироста NPV).

Таким образом, продолжительность эксплуатационной фазы проекта пополнения флота является управляемым параметром, который устанавливается на прединвестиционной фазе и корректируется в процессе реализации проекта с учетом появления актуальной информации.

На ликвидационной фазе данных проектов происходит либо продажа судна для дальнейшей эксплуатации, либо продажа судна на металлолом, что также определяется конъюнктурой рынка, возрастом и состоянием судна.

В отличие от рассмотренных вариантов, пополнение флота на базе аренды в тайм-чартер не является инвестиционным проектом. Поэтому для описания его жизненного цикла воспользуемся следующим вариантом разбиения жизненного цикла на этапы): концепция, разработка, планирование, реализация, завершение. Предельный срок тайм-чартерных сделок - 5 лет, но большинство не превышают 3 года. На этапе завершения происходит передача судна судовладельцу, поэтому продолжительность данного этапа, как правило, соответствует

продолжительности перехода судна к оговоренному месту назначения.

Ценность проектов пополнения флота для судноходной компании определяется, прежде всего, стратегическими целями, которым служат данные проекты, а также участием данного проекта в мультипроекте, программе, портфеле. Отметим, что наличие специфической цели (и соответствующей ценности) у мультипроекта, программы, портфеля может не исключать учета ценности отдельного проекта (например, в [2] для мультипроекта), в процессе отбора потенциальных проектов, в особенности, если ценность характеризуется финансовыми показателями.

Выше было установлено, что основные цели, на достижение которых направлены проекты пополнения флота, - маркетинговые, конкурентные, производственные. Поэтому и ценность данных проектов должна соответствовать указанным целям, что позволяет сформировать следующую схему (рис.4).



Рис. 4. Ценность проектов пополнения флота

Увеличение флота обеспечивает новый источник дохода, поэтому в качестве ценности проектов пополнения может использоваться увеличение потоков денежных средств. В случае специфических ситуаций на рынке, например, при падении ставок фрахта, пополнение флота обеспечивает сохранение потоков денежных средств на определенном уровне.

Если целью компании является транспортное обеспечение определенного объема поставок, то ценность проекта пополнения флота следует оценивать степенью данного обеспечения, либо его эффективностью.

В качестве степени обеспечения может использоваться соотношение требуемой и получаемой в результате реализации проекта провозной способности. Для оценки эффективности могут использоваться традиционные экономические показатели (суммарная прибыль, суточная прибыль, тайм-чартерный эквивалент).

Замена в структуре флота старых судов на новые (как одна из целей проектов пополнения флота) направлена на обеспечение эффективной работы флота за счет снижения затрат на ремонт, топливо;

уменьшение рисков, повышения конкурентоспособности.

Отметим, что в качестве вариантов ценности проектов приобретения новых судов (или судов незначительного возраста) может быть использовано «снижение коммерческих и технических рисков». Новые суда обеспечивают надежную работу судна с большей вероятностью, чем старые (с точки зрения технического состояния). Также новые суда во многих случаях имеют преимущества перед старыми (особенно в периоды низкого спроса), и обеспечивают более высокий уровень востребованности на рынке, что снижает коммерческие риски компании.

Ставя перед собой маркетинговые цели, связанные с выходом на новые рынки, увеличение (сохранение в случае роста спроса) рыночной доли, судоходные компании пополняют флот в рамках намеченных итоговых результатов. Поэтому данные показатели могут использоваться в качестве ценности проектов пополнения флота.

Согласно [4] увеличение стоимости основного капитала (инвестиций или недвижимого имущества), которое обеспечивает более высокую стоимость, чем цена, по которой он был приобретен. Поэтому одним из вариантов ценности является прирост капитала, который обеспечивается в ситуациях значительного роста средних цен на суда (что наблюдалось на рынке продажи судов в период 2000-2008 г.г, когда цены на старые суда на конец данного периода превышали цены на новые суда на начало указанного периода.).

Последний из предложенных вариантов ценности проектов пополнения флота – диверсификация рисков, что предполагает вложение средств в различные активы, с точки зрения их рыночной востребованности и динамики цен.

Согласно [8] диверсификацию следует рассматривать как наиболее подходящий путь для инвестирования капитала и уменьшения степени риска, особенно в тех случаях, если дальнейшая экспансия в основных сферах бизнеса ограничена.

Для судоходной компании приобретение судов различных специализаций или размеров может быть примером указанной диверсификации ([9]) посредством пополнения флота.

Такое перераспределение капитала между судами, обеспечивающих перевозку различных грузов в различных географических сегментах позволяет нивелировать возникающие отклонения в спросе и уровне фрахтовых ставок в рамках всего бизнес-портфеля судоходной компании, если в качестве последнего рассматривать флот (как это было предложено в [9]).

Выводы. Таким образом, мы установили специфику жизненных циклов и ценности различных видов проектов пополнения флота. Также определены принципиальные отличия проектов приобретения судов от проектов пополнения флота. Данные результаты могут служить основой для формирования теоретического методического обеспечения

эффективного управления проектами пополнения флота.

Л и т е р а т у р а

1. Семенчук Е.Л. Моделирование потоков денежных средств в процессах планирования проектов развития судоходной компании / Е.Л. Семенчук // Управління проектами та розвиток виробництва: Зб.наук.пр. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2005 - №2(14). С. 133-142.
2. Lapkina I.O. Development of shipping companies by means of multiprojects / I.O. Lapkina, Y. Prykhno // Journal of Shanghai Maritime University. – 2014. – Vol 35, (1), p.7-11.
3. Лапкина И. А. Обоснование критической фрахтовой ставки в проектах пополнения флота / И. А. Лапкина, Е. Л. Семенчук // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: зб. наук. пр. – О., 2005. – Вип. 9. – С. 123-134.
4. Лапкина И.А. Анализ эффективности инвестиционного проекта судоходной компании в условиях риска / И.А. Лапкина, Т.В. Болдырева // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: зб. наук. праць. - Одеса, 2002. – Вип. 1. – С. 28-42.
5. Жихарева В.В. Теория и практика инвестиционной деятельности судоходных компаний: монография / В.В. Жихарева. – Одесса: ИПРЕЕД- НАН, 2010. – 480 с.
6. Бондар, А.В. Управління цінністю проектів лізингу морських суден: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.13.22 / Бондар Алла Віталіївна; Одеський нац. морський ун-т. - Одеса, 2012. - 18с.
7. Лапкин А. И. Значение судов-костеров для развития торгового флота Украины / А. И. Лапкин // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: зб. наук. пр. – О., 2007. – Вип. 12. – С. 148-157.
8. Лапкина И. А. Стратегии диверсификации деятельности судоходных компаний / И. А. Лапкина, М. А. Ветовникова // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Збірн. наук. праць. – 2007. – № 12. – С. 192-203
9. Онищенко С.П. Специфика рыночных рисков и мероприятий по их снижению в современном судоходном бизнесе /С.П. Онищенко, Т.Н.Шутенко // Актуальные проблемы экономики. – № 2(128). – 2012. – С.85-98.

R e f e r e n c e s

1. Semenchuk E.L. Modeling of cash flows in planning of the development projects of the shipping company / E.L. Semenchuk // Management projects and Production development. - Lugansk, 2005 - №2 (14). p. 133-142.
2. Lapkina I.O. Development of shipping companies by means of multiprojects / I.O. Lapkina, Y. Prykhno // Journal of Shanghai Maritime University. - 2014. - Vol 35, (1), p.7-11.
3. Lapkina I. Justification of the critical freight rate in the projects of the fleet replenishment" / I.A Lapkina, E. L. Semenchuk // Methods for managing the transportation systems. - 2005. - Vip. 9. - P. 123-134.
4. Lapkina I. Analysis of the efficiency of the investment project of the shipping company in risk conditions / I.A. Lapkina, T.B. Boldyreva // Methods of management of transport, 2002. - V. 1. - P. 28-42.
5. Zhikhareva V.V. Theory and practice of investment activity of shipping companies: monograph / V.V. Zhikhareva. - Odessa: ИПРЕЕД- НАН, 2010. - 480 p.

6. Bondar AV. Management of ship leasing projects: Author. Dis. ... Candidate. Sc. Sciences: 05.13.22 / Alla V. Bondar; Odessa Nat. Maritime University. - Odessa, 2012. – 18 p.
7. Lapkin A.I Importance of the vessel-bonfires for the development of the merchant fleet of Ukraine / A.I Lapkin // Methods of management of transportation systems, 2007. - V. 12. - P. 148-157.
8. Lapkina I.A Strategies for the diversification of the activity of shipping companies / I.A Lapkina, M.A Vetoshnikova // Methods for managing of transport systems. - 2007. - No. 12. - P. 192-203
9. Onyshchenko S.P. Specificity of market risks and measures to reduce them in the modern shipping business. S.P. Onyshchenko, T.N Shutenko // Actual problems of economics. - № 2 (128). - 2012. - P.85-98.

Берневек Т.І. Характеристики основних видів проектів поповнення флоту.

У статті систематизовано різні варіанти проектів поповнення флоту і представлені їх класифікаційні ознаки. Охарактеризовано зміст і специфіка етапів життєвих циклів для різних видів проектів поповнення флоту. Встановлено безліч можливої цінності даних проектів. Виявлено принципові відмінності проектів поповнення флоту від проектів придбання суден. Встановлено систе-

му чинників, що впливають на тривалість експлуатаційної фази проектів поповнення флоту.

Ключові слова: поповнення флоту, проект, придбання, цінність, життєвий цикл

Bernevek T. Characteristics of fleet replenishment projects.

The article systematizes various versions of the fleet replenishment projects and presents their classification characteristics. The content and specificity of the stages of the life cycles for various types of replenishment projects are characterized. Many possible values of these projects have been established. Fundamental differences of the fleet replenishment projects from the ship acquisition projects are revealed. A system of factors influencing the duration of the operational phase of the fleet replenishment projects is established.

Keywords: fleet replenishment, project, purchasing, value, life cycle

Берневек Тетяна Іванівна – аспірант кафедри «Морські перевезення» Одеського національного морського університету.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 15.03.2017

УДК 629.4.018

ОСОБЛИВОСТІ АТЕСТАЦІЇ СУЧАСНОГО СТЕНДУ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ РЕДУКТОРІВ ПРИВОДУ ГЕНЕРАТОРА ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНУ

Боряк К.Ф., Перетьяка Н.О.

FEATURES ATTESTATION OF MODERN STANDS FOR TESTING OF REDUCERS GENERATOR DRIVE PASSENGER CARRIAGES

Boryak K., Peretyaka N.

У статті розглядаються метрологічні проблеми, які виникають при атестації сучасного випробувального обладнання, а саме автоматизованого стенду для випробування редукторів від середньої осі колісної пари пасажирських вагонів, в якому режими роботи електропривода керується перетворювачем частотним векторним (ПЧВ).

Ключові слова: випробувальний стенд, перетворювач частотний векторний, керування електроприводом, методика атестації, засоби виміральної техніки

Вступ. Редуктори приводів генераторів від середньої частини осі колісної пари пасажирських суцільно металевих вагонів, які курсують у поїздах з обмеженням швидкості руху до 160 км/год., згідно вимог [1] підлягають випробуванням при періодичному технічному обслуговуванні. Випробування редукторів проводять на стендах різних конструкцій (з розімкненим або замкнутим контуром), на яких відтворюють експлуатаційні режими навантаження редуктора. На рисунку 1 представлено загальний вигляд стендів для випробування редукторів приводу генераторів від середньої осі колісної пари пасажирських вагонів, які експлуатуються у виробничих підрозділах ПАТ «Українська залізниця».

Стенд для випробування редукторів з приводом від середньої частини осі колісної пари типу МАБ ІІ (ЕУК -160-1М/28), ВБА-32/2 (WBA-32/2) - це нестандартизоване обладнання, яке спеціально розроблене і виготовлене для проведення регламентних робіт, пов'язаних з перевіркою, налагодженням і контролем технічного стану редукторів, на їх відповідність технічним параметрам, встановлених виробником. Стенд є складовою частиною засобів випробувань, що застосовуються в ремонтних депо.



а



б

Рис. 1. Випробувальні стенди:
а – вагонне депо станції Бахмач РФ «Південно-Західна залізниця»; б – пасажирське депо станції Одеса-Головна РФ «Одеська залізниця»

Випробувальні стенди повинні бути атестовані, а засоби виміральної техніки, які застосовуються в процесі проведення випробувань, підлягають повірці чи калібруванню [2]. Згідно до [3] періодична атестація випробувального обладнання (ВО) проводиться з метою визначення нормованих точносних характеристик обладнання, їх відповідності вимогам нормативно-технічної документації (НТД) та встановлення придатності обладнання до експлуатації. До нормованих точносних характеристик випробувального устаткування відносяться встановлені НТД метрологічні характеристики, що визначають можливості обладнання відтворювати і підтримувати режими і умови випробувань в заданих діапазонах, з

необхідною точністю і стабільністю, протягом встановленого терміну часу. Порядок і методи проведення випробувань регламентовані в методиках і програмах атестації (ПМА) випробувального обладнання ВО, які розробляються метрологічною службою виробника ВО із залученням фахівців із спеціалізованих у метрології сторонніх організацій.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. В процесі випробування редукторів на стенді у різних режимах обертання колісної пари потрібно протягом тривалого часу підтримувати з високою точністю задане значення кількості обертів вихідного валу електроприводу, який ув'язано клино-пасовою передачею із колісною парою (рис. 1). Для цього використовують перетворювач частотний векторний (ПЧВ). За принципом дії ПЧВ забезпечує підтримання на заданому рівні частоти обертання вихідного валу незалежно від зовнішнього силового навантаження електроприводу. Для цього ПЧВ за лічені доли секунди постійно коригує (змінює) напрямки векторів напруги і струму, щоб утримати їх паралельно, щоб $\cos\varphi=1$.

Проблема виникає тоді, коли потужність застосованого у стенді електроприводу є метрологічною характеристикою при атестації випробувального стенду. Складність проблеми полягала в тому, що при завданні вихідних параметрів стенду із застосуванням ПЧВ неможливе визначення потужності на вихідному валу редуктора у відповідності з нормативною методикою розрахунку потужності, яка існує [2, 4], тому що кожні 0,2 секунди ПЧВ постійно коригує (змінює) напрямки векторів напруги і струму, для утримання їх паралельно, щоб $\cos\varphi=1$. Саме тому виміри лінійної (фазної) напруги і струму, зроблені за допомогою еталонних засобів вимірювальної техніки (ЗВТ), не можуть бути використані для визначення активної потужності електроприводу при атестації стенду, бо похибка вимірювань буде занадто великою (до 40%) [5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання проблеми, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Для прикладу, розглянемо сучасний стенд для випробування редукторів приводів генераторів від середньої частини осі колісної пари пасажирських вагонів марки «ВІР-1500» (рис. 1а), який встановлено у вагонному депо станції Бахмач РФ «Південно-Західна залізниця». Виміри корисної потужності навантаження вихідного валу редуктора P_p^k зводяться до виміру корисної потужності на валу електроприводу P_{en}^k , оскільки обидва елементи конструкції стенду поєднанні клиноремінною передачею через яку передається навантаження від генератора через карданний вал і редуктор до електроприводу. Таким чином $P_p^k = P_{en}^k$.

Виміри ПЧВ корисної потужності на валу електроприводу P_{en}^k під час випробувань редуктора ви-

свічуються на локальній панелі оператора (ЛПО). Корисна потужність електроприводу P_{en}^k пов'язана із активною потужністю P_{en}^a співвідношенням:

$$P_{en}^k = \eta_{en} \cdot P_{en}^a, \quad (1)$$

де η_{en} - коефіцієнт корисної дії (ККД) електроприводу, визначається в залежності від технічних параметрів, встановленого на стенді електродвигуна, наприклад, $\eta_{en} = 0,925$ (на стенді ВІР-1500 використовувався електродвигун асинхронний реверсивний типу 1АМ225М4У3 з технічними параметрами: потужністю $P_{en}^k=55$ кВт, напруга $U_n=380$ В і частота напруги електроживлення $f=50$ Гц, паспортні оберти валу $n_d=1470$ об/хв., ККД $=92,5\%$, $\cos\varphi=0,88$);

P_{en}^a - активна потужність електроприводу для трифазного змінного струму з частотою $f=50$ Гц визначається за допомогою кліщів вимірювальних моделей ВМ 197 методом безпосередньої оцінки вимірів лінійної (фазної) напруги $U_n(U_\phi)$ і струму $I_n(I_\phi)$ по одній із класичних формул:

$$P_{en}^a = \sqrt{3} \cdot 10^{-6} U_n \cdot I_n \cdot \cos\varphi, \\ \text{або } P_{en}^a = 3 \cdot 10^{-3} \cdot U_\phi \cdot I_\phi \cdot \cos\varphi. \quad (2)$$

Робочий діапазон частоти трифазної мережі живлення електроприводу через ПЧВ під час вимірів може відрізнятися від $f=50$ Гц і коливатися в діапазоні $f=0-200$ Гц. Відомо, що залежність активної потужності $P_{en}^a(f)$ від частоти мережі живлення електроприводу f є нелінійною функцією, тому розрахунок активної потужності P_{en}^a по формулі (2) на підставі вимірів лінійної (фазної) напруги $U_n(U_\phi)$ і струму $I_n(I_\phi)$, зроблених за допомогою ЗВТ (наприклад, для цього ми використовували струмові вимірювальні кліщі моделі ВМ 197) при іншій частоті f , і подальший розрахунок корисної потужності електроприводу P_{en}^k по формулі (1), будуть суттєво відрізнятися (занижені або завишенні до 40%) від показів ПЧВ.

При розробці ПМА для автоматизованого стенду ВІР-1500 з електроприводом, що керується приладом частотним векторним (ПЧВ), стала очевидною необхідність розробки нової програми та методики атестації стенду.

Виклад основного матеріалу. Авторами було розроблено методику та програму атестації, в якій розроблено новий метод визначення корисної потужності на валу електроприводу. Значення корисної потужності на валу електроприводу P_{en}^k ми пропонуємо визначити іншим шляхом по формулі [6]:

$$P_{en}^k = (U_{en} \cdot P_{cm}^a) - (U_{nчв} \cdot P_{nчв}^a), \quad (3)$$

де $U_{nчв}$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) ПЧВ, визначається в залежності від технічних параметрів ПЧВ, наприклад, $U_{nчв} = 0,98$ (в нашому випадку використувався перетворювач частоти векторного типу ПЧВ3-55К-В з ЛПО із рідкокристалічним індикатором, який має органи управління, програмування, індикації й відображення інформації, з технічними параметрами: напруга $U_n = 380В$ і вхідна частота електроживлення $f = 50Гц$, ККД=98%, діапазон вихідної частоти напруги електроживлення електроприводу $f = (0 \div 200)Гц$ із кроком $f = 0,1Гц$, діапазон обертів валу електроприводу $n_{en} = (0 \div 12000)об/хв.$, похибка в режимі аналогового виходу $\pm 0,4\%$;

$P_{nчв}^a$ – потужність активна ПЧВ, яка визначається по формулі (2) наступним чином:

$$P_{nчв}^a = \sqrt{3} \cdot 10^{-6} U_l^0 \cdot I_l^0 \cdot \cos\varphi, \\ \text{або } P_{nчв}^a = 3 \cdot 10^{-3} \cdot U_\phi^0 \cdot I_\phi^0 \cdot \cos\varphi, \quad (4)$$

де $U_l^0 (U_\phi^0)$ і $I_l^0 (I_\phi^0)$ - відповідно усереднені лінійні, або фазові параметри напруги та струму в загальній трифазній мережі електроживлення стенду (ПЧВ) з частотою $f = 50 Гц$, які вимірюються за допомогою ЗВТ (струмових вимірювальних кліщів моделі ВМ 197) в режимі увімкнутого ПЧВ і вимкненого електроприводу та відсутністю навантаження редуктора генератором (покази $P_{en}^k = 0$ на ЛПО ПЧВ);

$\cos\varphi$ – береться згідно даних підприємства щодо загальної трифазної мережі електроживлення с частотою $f = 50 Гц$ (в разі відсутності даних приймається $\cos\varphi = 1$);

P_{cm}^a – потужність активна всього стенду, яка визначається по формулі (2) наступним чином:

$$P_{cm}^a = \sqrt{3} \cdot 10^{-6} U_l^H \cdot I_l^H \cdot \cos\varphi, \\ \text{або } P_{cm}^a = 3 \cdot 10^{-3} \cdot U_\phi^H \cdot I_\phi^H \cdot \cos\varphi, \quad (5)$$

де $U_l^H (U_\phi^H)$ і $I_l^H (I_\phi^H)$ - відповідно усереднені лінійні, або фазові параметри напруги та струму в загальній трифазній мережі електроживлення стенду (ПЧВ) з частотою струму $f = 50 Гц$, які вимірюються за допомогою струмових вимірювальних кліщів моделі ВМ 197 в режимі увімкнутого ПЧВ разом із електроприводом та навантаженням редуктора генератором (покази $P_{en}^k = 40кВт$ на ЛПО ПЧВ);

U_{en} – коефіцієнт корисної дії (ККД) електроприводу ($U_{en} = 0,925$).

Вимірювання напруги та струму проводяться тричі. За трьома вимірюваннями розраховується їх середнє значення. Результати вимірювань та розрахунків потужності заносять до протоколу атестації.

Різниця між розрахованим значенням корисної потужності навантаження електроприводу P_{en}^k , визначених за вимірами напруги і струму за допомогою струмових вимірювальних кліщів моделі ВМ 197, і отриманих ПЧВ, які висвічуються на ЛПО, не повинна перевищувати похибку $\Delta = \pm 0,4кВт$, або $\delta = 1,0 \%$.

Запропонований нами метод виміру потужності трифазного електроприводу, який керується ПЧВ, було випробувано експериментальним шляхом за допомогою струмових вимірювальних кліщів моделі ВМ 197 на випробувальному стенді марки «ВІР-1500», який встановлено у вагонному депо станції Бахмач Південно-Західної залізниці.

Результати фазного вимірювання напруги та струму в електромережі на вході в ПЧВ при відсутності навантаження $P_p^k = P_{en}^k = 0$ кВт наведено нижче у таблиці 1.

$$P_{nчв}^{аср} = \frac{(P_{cm}^{a1} + P_{cm}^{a2} + P_{cm}^{a3})}{3} = 0,96 \text{ кВт.}$$

Результати фазного вимірювання напруги та струму в електромережі на вході в ПЧВ при навантаженні $P_p^k = P_{en}^k = 40$ кВт наведено нижче у таблиці 2.

Таблиця 1

Результати фазного вимірювання напруги та струму при відсутності навантаження

| Вимірювання | ФАЗА № 1 | | | Фаза № 2 | | | Фаза № 3 | | |
|-------------|------------------|----------------|-------------------------------|------------------|----------------|-------------------------------|------------------|----------------|-------------------------------|
| | Напруга $U_1, В$ | Струм $I_1, А$ | Потужність $P_{ст}^{a1}, кВт$ | Напруга $U_2, В$ | Струм $I_2, А$ | Потужність $P_{ст}^{a2}, кВт$ | Напруга $U_3, В$ | Струм $I_3, А$ | Потужність $P_{ст}^{a3}, кВт$ |
| 1 | 393,7 | 1,4 | 0,95 | 400,0 | 1,4 | 0,97 | 398,0 | 1,4 | 0,97 |
| 2 | 394,1 | 1,4 | 0,96 | 400,0 | 1,4 | 0,97 | 396,1 | 1,4 | 0,96 |
| 3 | 390,9 | 1,4 | 0,95 | 397,3 | 1,4 | 0,96 | 398,3 | 1,4 | 0,97 |
| 4 | 385,0 | 1,4 | 0,93 | 392,1 | 1,4 | 0,95 | 403,1 | 1,4 | 0,98 |
| 5 | 391,3 | 1,4 | 0,95 | 393,1 | 1,4 | 0,95 | 402,7 | 1,4 | 0,98 |
| Z_i | - | - | 0,95 | - | - | 0,96 | - | - | 0,97 |

Таблиця 2

Результати фазного вимірювання напруги та струму при навантаженні

| Вимірювання | ФАЗА № 1 | | | Фаза № 2 | | | Фаза № 3 | | |
|-------------|------------------|----------------|-------------------------------|------------------|----------------|-------------------------------|------------------|----------------|-------------------------------|
| | Напруга $U_1, В$ | Струм $I_1, А$ | Потужність $P_{ст}^{a1}, кВт$ | Напруга $U_2, В$ | Струм $I_2, А$ | Потужність $P_{ст}^{a2}, кВт$ | Напруга $U_3, В$ | Струм $I_3, А$ | Потужність $P_{ст}^{a3}, кВт$ |
| 1 | 393,7 | 63,7 | 43,44 | 400,0 | 67,3 | 46,63 | 398,0 | 63,5 | 43,77 |
| 2 | 394,1 | 64,3 | 43,89 | 400,0 | 65,1 | 45,1 | 396,1 | 62,8 | 43,08 |
| 3 | 390,9 | 62,3 | 42,18 | 397,3 | 68,1 | 46,86 | 398,3 | 62,5 | 43,11 |
| 4 | 385,0 | 63,6 | 42,41 | 392,1 | 71,3 | 48,42 | 403,1 | 55,8 | 38,95 |
| 5 | 391,3 | 68,9 | 46,70 | 393,1 | 71,4 | 48,61 | 402,7 | 56,5 | 39,41 |
| Z_i | - | - | 43,72 | - | - | 47,12 | - | - | 41,66 |

Таблиця 3

Значення ймовірностей похибок при виконанні операцій діючої МПА

| Етапи | Найменування і тип приладу | Найменування операції | Параметр що вимірюється | Відносна похибка, % |
|---|---|---|---|---------------------|
| 1 Перевірка умов проведення атестації | 1. Психрометр ВИТ 2 | Відповідність вимог до умов оточуючого середовища | Відносна вологість | $\pm 0,2$ |
| | 2. Барометр анероїд «Утес» | | Атмосферний тиск | ± 1 |
| | 3. Омметр ЭС0212 | Відповідність до вимог техніки безпеки | Опір заземлення | $\pm 1,5$ |
| 2 Допуск редуктора до випробувань | 4. Індикатор годинного типу ІЧ 5 | Перевірка редуктора на відповідність ТУ | Бокові і осьові зазори та биття корпусу | $\pm 0,03$ |
| 3 Перевірка відповідності редуктора | 5. Тахометр ТЧ10-Р | Визначення швидкості руху колісної пари | Частота обертання | ± 1 |
| | 6. Скоба ДК | | Вимір діаметру колісної пари | |
| 4 Визначення нормованих точносних характеристик | 7. Тахометр ТЧ10-Р | Перевірка швидкості обертання колісної пари | Частота обертання | ± 1 |
| | 8. Вольтметр Э377 | Контроль режимів випробувань | Напруга мережі | $\pm 0,5$ |
| | 9. Амперметр Э377 | | Сила струму | $\pm 0,5$ |
| | 10. Вольтметр М906 | Вимірювання потужності на вихідному валу | Напруга мережі | $\pm 0,5$ |
| | 11. Амперметр М906 | | Сила струму | $\pm 0,5$ |
| 12. Термометр контактний цифровий ТК-5.01П | Вимірювання температури редуктора і мастила | Температура картера і підшипників | $\pm 0,1$ | |

$$P_{cm}^{acp} = \frac{(P_{cm}^{a1} + P_{cm}^{a2} + P_{cm}^{a3})}{3} = 44,17 \text{ кВт},$$

$$P_p^k = P_{en}^k = (n_{en} \cdot P_{cm}^{acp}) - (n_{пчв} \cdot P_{пчв}^{acp}) = 0,925 \cdot 44,17 - 0,98 \cdot 0,96 = 39,92 \text{ кВт}.$$

Абсолютна похибка експериментальних вимірювань потужності навантаження на вихідний вал редуктора P_p^k :

$$\Delta = 40,00 - 39,92 = 0,08 \text{ кВт}.$$

Відносна похибка експериментальних вимірювань потужності навантаження на вихідний вал редуктора P_p^k :

$$\delta = \frac{40,00 - 39,92}{40,00} \cdot 100\% = 0,2\%.$$

Також, при розробці методики та програми атестації високі вимоги пред'являлися до метрологічного забезпечення стенду, в завдання якого входило урахування таких вимог: точність і достовірність

одержуваних результатів, вибір засобів вимірювальної техніки (ЗВТ) з нормованою точністю; підготовка ЗВТ до вимірювань; контроль умов виконання вимірювань; вимірювання параметрів із заданою точністю; повірка ЗВТ; витрати на придбання і експлуатацію ЗВТ; час вимірювань, а також мінімізація впливу людського чинника на результати вимірів.

Із таблиці 3 видно, що процес проведення атестації включає в себе чотири етапи вимірювань, кожний з яких оцінюється вірогідністю безпомилкового виконання. Велика кількість операцій збільшує загальний час вимірювань та одночасно знижує його точність і достовірність по параметрам, які оцінюються. При цьому важно вказати, що точність та достовірність вимірювань значною мірою визначається психофізіологічними особливостями і професійними навичками людини (метролога), яка здійснює вимірювання.

З урахуванням вищесказаного, в розробленій методиці та програмі атестації мінімізована кількість ЗВТ для проведення випробувань [6].

Із таблиці 4 видно, що чотири етапи вимірювань виконуються шістьма ЗВТ: психрометр, барометр, омметр, індикатор годинного типу, скоба та кліщі вимірювальні. Причому відносна похибка у кліщів вимірювальних значно менше, ніж у тахометра, який використовується за старою методикою.

Таблиця 4

Значення ймовірностей похибок при виконанні операцій нової методики

| Етапи | Найменування і тип приладу | Найменування операції | Параметр що вимірюється | Відносна похибка, % |
|---|-------------------------------|---|---|---------------------|
| 1 Перевірка умов проведення атестації | Психрометр ВИТ 2 | Відповідність вимог умов оточуючого середовища | Відносна вологість | ±0,2 |
| | Барометр анероїд «Утес» | | Атмосферний тиск | ±1 |
| | Омметр ЭС0212 | | Перевірка вимог техніки безпеки | Опір заземлення |
| 2 Допуск редуктора до випробувань | Індикатор годинного типу ІЧ 5 | Перевірка редуктора на відповідність технічним умовам | Бокові і осьові зазори та биття корпусу | ±0,03 |
| 3 Перевірка відповідності редуктора | Скоба ДК | Визначення швидкості руху колісної пари | Діаметр колісної пари | ±1 |
| | Кліщі вимірювальні ВМ 197 | | Частота обертання | ±0,5 |
| 4 Визначення нормованих точносних характеристик | Кліщі вимірювальні ВМ 197 | Перевірка швидкості обертання колісної пари | Частота обертання | ±0,5 |
| | | Контроль режимів випробувань. | Напруга та сила струму | |
| | | Вимірювання потужності на вихідному валу редуктору | | |
| | | Вимірювання температури редуктора і мастила | | |

Висновки. Запропонований авторами метод дозволяє достовірно та з високою точністю виміряти і розрахувати значення корисної потужності на валу електроприводу, який керується ПЧВ. Застосовані у новій методиці атестації еталонні ЗВТ забезпечують нормовану точність і достовірність одержуваних результатів точносних параметрів стенду, вимірювання параметрів проводяться із заданою точністю. Отримані значення похибок задовольняють вимогам, встановлених виробником стенду у технічній документації [6]:

$$\Delta = 0,08 \leq \pm 0,4 \text{кВт}, \text{ або } \delta = 0,2\% \leq 1,0\%,$$

а також вимогам у діючій відомчій (ПАТ «Українська залізниця») нормативній документації [2, 3].

Мінімізація кількості ЗВТ у новій методиці дозволяє скоротити технологічний час на підготовку до вимірювань, контроль умов виконання вимірювань та час вимірювань, знизити загальні фінансові витрати на придбання і повірку (калібрування) еталонних ЗВТ, мінімізувати вплив людського чинника на результати метрологічних вимірювань.

Практична цінність отриманих результатів. Запропонований авторами метод увійшов до методичного документу з метрології ПМА 004-2013 (Програма і методика первинної та періодичної атестації стенду для випробування редукторів приводів генераторів від середньої частини осі колісної пари пасажирських вагонів марки «ВІР-1500»), яка була затверджена в місцевих органах департаменту технічного регулювання і набув чинності з 01.12.2016 року.

Література

1. Інструкція з ремонту редукторно-карданних приводів пасажирських вагонів. ЦЛ-0078 [Текст] : Затв.: Наказ Укрзалізниці 31.03.09. № 219-С / Державна адміністрація залізничного транспорту України. Укрзалізниця. Головне пасажирське управління – К., 2010. – 191с.

2. ДСТУ 2796-94 (ГОСТ 29285-95). Приводи механічні. Методи випробувань : Приводы механические. Методы испытаний : чинний від 1996-07-01. На заміну ГОСТ 29285-92. – К. : Держстандарт України, 1995. – 40 с.
3. ГОСТ 24555-81. Система государственных испытаний продукции. Порядок аттестации испытательного оборудования : Основные положения. - М.: Изд-во стандартов, 1981. – 12 с.
4. Методика метрологічної атестації стенда для випробування редукторів з приводом від середньої частини осі колісної пари пасажирських вагонів [Текст] : метрологічний документ з метрології / розроблено РКЛ Вагонного депо ст. Каховка Одеської залізниці. – Таврійськ, 2014. – 11 с.
5. К. Ф. Борjak, Н.О. Перетяка. Проблеми атестації випробувальних стендів, в яких використовується перетворювач частотний векторний для трифазного електроприводу // Тези доповідей 6-ої Міжнародної науково-практичної конференції «Метрологія, технічне регулювання, якість: досягнення та перспективи» у Одеській державній академії технічного регулювання та якості. – Одеса, 11-12.10.2016, – С. 234-237.
6. Стенд для випробування редукторів приводів генераторів від середньої частини осі колісної пари пасажирських вагонів марки «ВІР-1500». Програма і методика атестації ПМА №004-2016 [Текст] : методичний документ з метрології ПМА ВО 004-2016 / Ю. Г. Ткаченко, Н. О. Перетяка, К.Ф. Борjak; ПМП «КОМПРО», ОДАТРЯ. – Одеса, 2016. – 23с.

References

1. Instrukcija z remontu reduktorno-kardannih privodiv pasazhirs'kih vagoniv. CL-0078 [Tekst] : Zatv.: Nakaz Ukrzaliznici 31.03.09. № 219-S / Derzhavna administracija zaliznichnogo transportu Ukraini. Ukrzaliznija. Golovne pasazhirs'ke upravlinnja – K., 2010. – 191s.
2. DSTU 2796-94 (GOST 29285-95). Privodi mehanichni. Metodi viprobuvan' : Privody mehanicheskie. Metody ispytanij : chinnij vid 1996-07-01. Na zaminu GOST 29285-92. – K. : Derzhstandart Ukraini, 1995. – 40 s.
3. GOST 24555-81. Sistema gosudarstvennyh ispytanij produkcii. Porjadok attestacii ispytatel'nogo oborudovanija : Os-novnye polozhenija. - M.: Izd-vo standartov, 1981. – 12 s.

4. Metodika metrologichnoї atestacii stenda dlja viprobuvannja reduktoriv z privodom vid seredn'oi chastini visi kolisnoi pari pasazhirs'kih vagoniv [Tekst] : metrologichnij dokument z metrologii / rozrobleno RKL Vagonnogo depo st. Kahovka Odes'koї zalizni-ci. – Tavrijs'k, 2014. – 11 s.
5. K. F. Borjak, N.O. Peretjaka. Problemi atestacii viprobuvannih stendiv, v jakih vikoristovuet'sja peretvorjuvach chastotnij vektornij dlja trifaznogo elektroprivodu // Tezi dopovidej 6-oi Mizhnarodnoi naukovopraktichnoi konferencii «Metrologija, tehnič-ne reguljuvannja, jakist': dosjagnennja ta perspektivi» u Odes'kij derzhavnij akademii tehničnogo reguljuvannja ta jakosti. – Odesa, 11-12.10.2016, – S. 234-237.
6. Stend dlja viprobuvannja reduktoriv privodiv generatoriv vid seredn'oi chastini osi kolisnoi pari pasazhirs'kih vagoniv marki «VIR-1500». Programa i metodika atestacii PMA №004-2016 [Tekst] : metodichnij dokument z metrologii PMA VO 004-2016 / Ju. G. Tkachenko, N. O. Peretjaka, K.F. Borjak; PMP «KOMPRO», ODATRJa. – Odesa, 2016. – 23s.

Боряк К.Ф., Перетяка Н.А. Особенности аттестации современного станда для испытания редукторов привода генератора пассажирских вагонов

В статье рассматриваются метрологические проблемы, возникающие при аттестации современного испытательного оборудования, а именно автоматизированного станда для испытания редукторов от средней оси колесной пары пассажирских вагонов, в котором режимы работы электропривода управляются преобразователем частотным векторным (ПЧВ).

Ключевые слова: *испытательный стенд, преобразователь частотный векторный, управление электроприводом, методика аттестации, средства измерительной техники.*

Boryak K., Peretyaka N. Features attestation of modern stands for testing of reducers generator drive passenger carriages

The article deals with metrological problems arising in the certification of modern test equipment, namely an automated test bench for testing gearboxes from the central axis of the wheel pair of passenger railway carriage, in which the operating modes of the electric drive are controlled by a frequency vector converter (VFD).

Keywords: *test stand, frequency vector converter, electric drive control, certification technique, measuring equipment*

Боряк К.Ф. - д.т.н., доцент, завідувач кафедри Метрології та метрологічного забезпечення, Одеська державна академія технічного регулювання та якості. ndi_pssem@mail.ru.
Перетяка Н.О. - здобувач кафедри Метрології та метрологічного забезпечення Одеська державна академія технічного регулювання та якості. odatrya@yandex.ru.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 13.03.2017

УДК 621.384

ПОВЕРХНОСТНОЕ УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ С ПОМОЩЬЮ ВЫСОКОДОЗНОЙ ИОННОЙ ИМПЛАНТАЦИИ**Василенко Н.А., Гончаров В.В., Климаш А.А.****SURFACE HARDENING OF THE COMPONENTS OF CARGO VEHICLES AND MECHANISMS WITH BY USE OF THE HIGH-DOSE IONIC IMPLANTATION****Vasilenko N., Honcharov V., Klimash A.**

В работе проводится исследование стали 40Х как материала, широко применяемого в автомобилестроении для изготовления осей, валов, плунжеров, штоков, колец, крепёжных элементов, полусей, втулок и других деталей повышенной прочности. С целью улучшения физико-механических и эксплуатационных характеристик образцы обрабатывали методом ионной имплантации от 3 до 120 мин, что соответствует дозе ионов, внедренных в подложку $1,83 \cdot 10^{16} - 7,34 \cdot 10^{17}$ ион/см². Показано, что при имплантации нитридов хрома в поверхность конструкционных легированных сталей, получается модифицированный слой толщиной до 1 мкм, обладающий высокой твердостью и адгезией.

Ключевые слова сталь 40Х, ионная имплантация, нитрид хрома, твердость.

Введение. Для изготовления деталей автомобилей применяют конструкционные и конструкционные легированные стали. В частности, сталь 40Х применяется: для изготовления осей, валов, плунжеров, штоков, колец, зубчатых венцов, болтов, полусей, втулок и других улучшаемых деталей повышенной прочности; деталей трубопроводной арматуры из сортового проката; штампованных заготовок и поковок [1, 2]. В некоторых случаях данная сталь допустима к применению после операций обработки ТВЧ, термической обработки – отпуска, закалки, в результате которых повышаются прочностные характеристики стали [3, 4]. Однако точность проведения процесса, возможные неравномерности напряжений и дефекты в структуре заставляют искать пути улучшения характеристик материала с помощью других методов.

Целью работы является изучение механических характеристик стали 40Х, обработанной методом ионной имплантации (ИИ).

Изложение основного материала. Для получения защитных покрытий на образцах конструкционной легированной стали в подложку имплантировались ионы хрома и азота. В качестве подложек были использованы образцы стали 40Х. Производилась имплантация азота вглубь стальных подложек при комнатной температуре и рабочем давлении $5,32 \cdot 10^{-2}$ Па. Использовали мишень хрома. Подложки были взвешены до и после имплантации на аналитических весах модели ВЛР-200г.

Для получения качественных твердых и износостойких покрытий важно подобрать правильно режим напыления. В литературных данных [5] указано, что износостойкость покрытий максимальная при дозе внедряемых ионов $D=10^{17}$ ион/см². Так как доза внедряемых ионов непосредственно зависит от времени, то для напыления нами были взяты образцы стали 40Х в количестве 25 штук и произведено напыление при режимах: $U_p = 400$ В, $I_p = 0,5$ А, $U_m = 2$ кВ, $I_m = 50$ мА, $U_{\text{подл}} = 25$ кВ, $I_{\text{подл}} = 35$ мА. Время имплантации варьировалось от 3 до 120 мин.

Доза ионов, внедренных в подложку составляла $1,83 \cdot 10^{16} - 7,34 \cdot 10^{17}$ ион/см².

На рис. 1 приведена временная зависимость толщины модифицированного покрытия на подложке стали 40Х.

На графике мы наблюдаем смешанный закон роста слоя – сначала покрытие растет по линейному закону, а после 40 мин имплантации наблюдается параболический закон роста. В данном случае при использовании хромовой мишени и имплантации ионов хрома в подложку стали, легированной хромом, происходит интенсивный рост фазы нитрида хрома, что подтверждается рентгенографическим анализом [6]. В результате этого при данных условиях у нас образуется слой толщиной 0,9 мкм (рис.2).

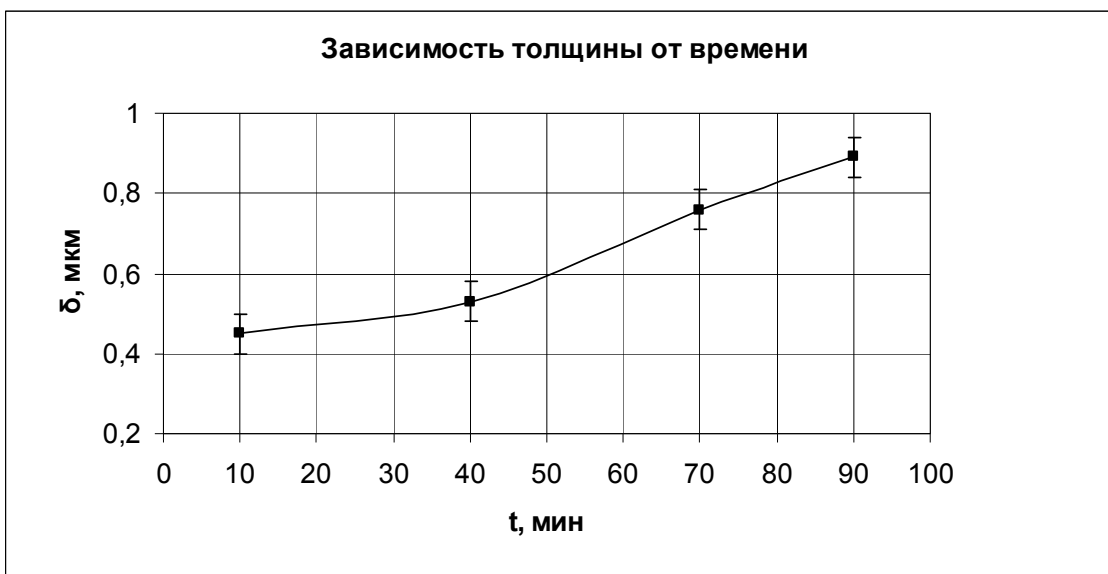


Рис. 1. График зависимости толщины модифицированного покрытия на подложки стали 40X от времени имплантации хрома

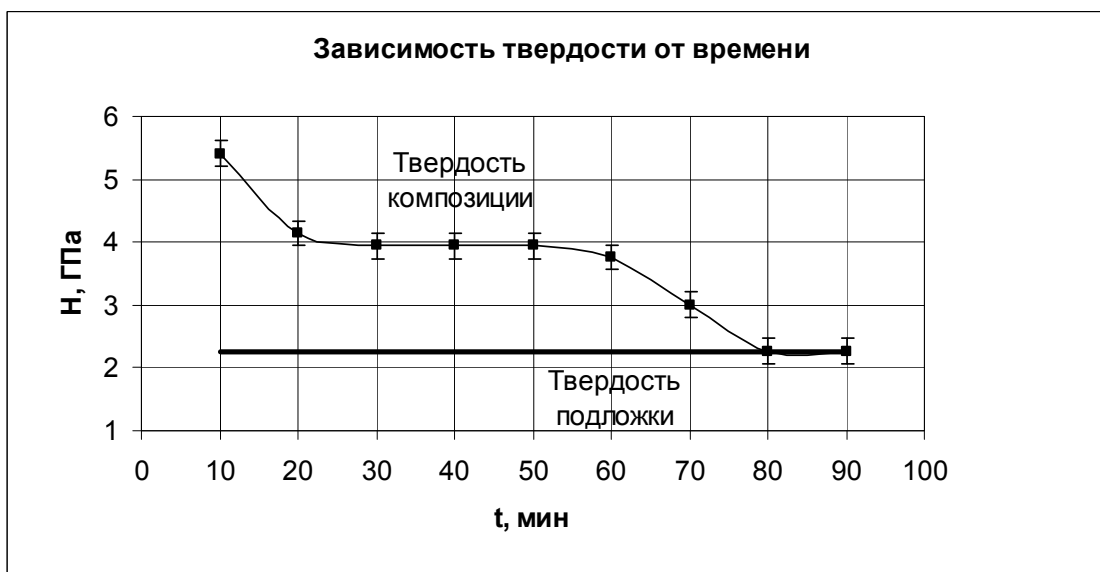


Рис. 2. График зависимости твердости модифицированного покрытия стали 40X от времени имплантации нитридом хрома

Временная зависимость твердости модифицированного покрытия стали 40X имеет максимальное значение при 10 мин имплантации (рис.2). При увеличении времени имплантации (20-60 мин) твердость покрытия одинакова и равна на всех участках времени ~ 4 ГПа. При дальнейшей модификации поверхности (70-90 мин) твердость системы снижается. Связано это на наш взгляд с тем, что с увеличением времени облучения поверхности (более 70 мин) в поверхностном слое возникают значительные внутренние напряжения из-за непрерывного поступления атомов азота и хрома вглубь подложки. В результате этого явления решетка искажается, возникают внутренние дефекты, что, в свою очередь, при-

водит к снижению твердости. Значения микротвердости на 10-60 мин имплантации имеют в 2,4 раза большие значения, чем твердость необработанной подложки. Максимальная твердость равна 5,41 ГПа.

Для оценки адгезии пленок были взяты образцы при $t = 10, 40, 70$ и 90 мин имплантации, данные приведены в таблице.

Таблица

Оценка величины адгезии модифицированных нитридных покрытий, ГПа, нагрузка 15 г

| Подложка H, ГПа | Время напыления, мин | | | |
|--------------------|----------------------|-------|-------|-------|
| | 10 | 40 | 70 | 90 |
| Сталь 40X | 1,935 | 2,156 | 2,728 | 3,104 |

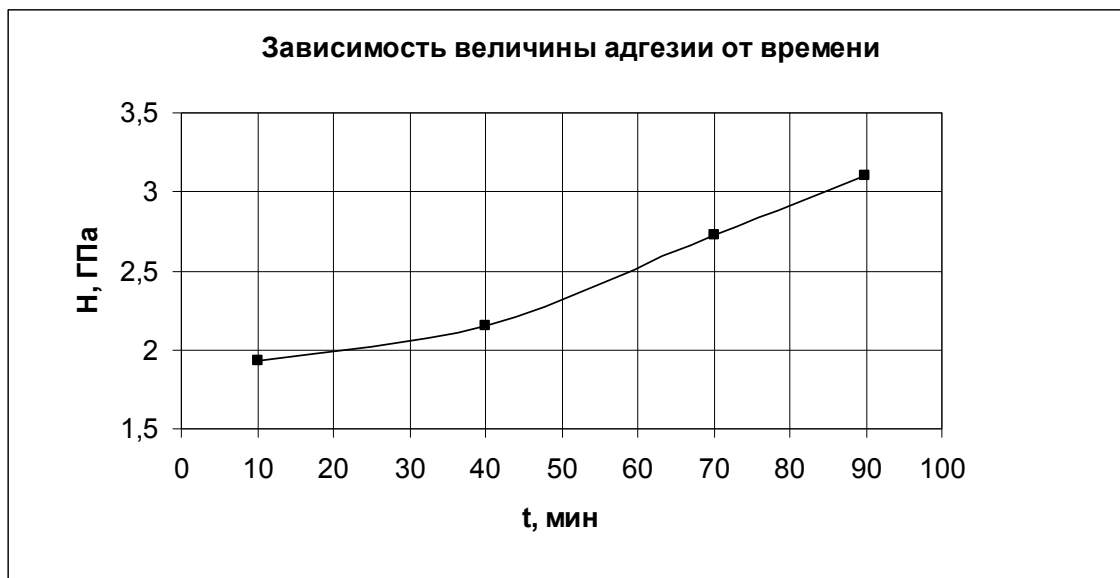


Рис. 3. Графік залежності величини адгезії модифіцированого покриття сталі 40Х від часу імплантації нітридом хрому

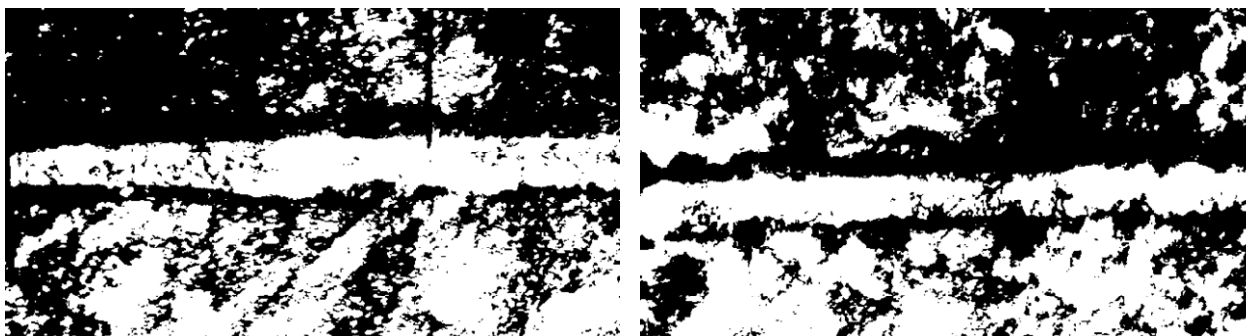


Рис. 4. Результати царапання поверхні покриттів нітрида хрому на сталі 40Х при нарузке на індексом 15 г: а - час імплантації 40 мин, б - час імплантації 90 мин x 800

Залежність величини адгезії від часу імплантації при використанні мішені Сг (рис.3) має лінійний характер. Однак величина адгезії в 2 рази вище при використанні підложки зі сталі 40Х, ніж зі конструкційної сталі ВСтЗсп [7]. На наш погляд це пов'язано з тим, що в підложці, легированной хрому при використанні хромової мішені інтенсивно формується фаза нітрида хрому в модифіцированном шарі. Іони хрому, вибиті з мішені, досягають підложки, в поверхневому шарі зустрічають не тільки атоми заліза, а також атоми хрому і вступають з ними в взаємодію. В результаті цього фази нітрида заліза і хрому формуються приблизно в однаковий проміжок часу і з збільшенням часу імплантації дифундують вглиб сталевий підложки.

Результати царапання поверхні покриття (рис. 4) вказують на збільшення величини адгезії – візуально видно, що відбувається звуження канавки.

Висновки. Таким чином, при імплантації нітридів хрому в поверхню конструкційних легированих сталей, отримується модифіцированный шар товщиною до 1 мкм, що має високу твердість і адгезією. Можливість легкого зміни робочого газу і мішеней забезпечує отримання багаторівневих структур (карбідів, нітридів і т.д.).

Литература

1. Сталь 40Х, ст40Х інструментальна, конструкційна [Електронний ресурс] // Веб-сайт ПромТехСнаб - Режим доступу: <http://www.pts.com.kz/price-stal-40h.html>
2. Назначение и применение конструкційної легированной сталі [Електронний ресурс] // Веб-сайт Реальный металлопрокат - Режим доступу: <http://yaruse.ru/posts/show/id/617>.
3. Методи закалки сталі 40х і їх особливості [Електронний ресурс] // Веб-сайт Stanok.guru.Металлообработка и станки - Режим доступу: <http://stanok.guru/stal/metody-zakalki-stali-40h-i-ih-osobnosti.html>

4. Закалка (термическая обработка) стали 40х [Электронный ресурс] // Web-сайт Мастерская "Зброевы фальварак" - Режим доступа: <http://zbroevy-falvarak.by/zakalka-termicheskaya-obrabotka-stali-40x/>.
5. Тонкие плёнки. Взаимная диффузия и реакции. Под ред. Дж. Поута, К. Ту, Дж. Майера.- М: Мир – 1982 – 576 с.
6. Василенко Н.А. Васьцкая Л.А. Повышение износостойкости конструкционной легированной стали ионно-плазменной обработкой. Материали IV міжнародної науково-практичної конференції «Економічні, екологічні та соціальні проблеми вугільних регіонів СНД».- Кrasnodon. – 2011.-с.18-21.
7. Дзюба В.Л., Василенко Н.А., Васьцкая Л.А., Костенко И. Г. Структура и физико-механические свойства покрытий нитрида циркония. Научный Вестник ДГМА. - 2010. - № 1 (6Е). - С. 50-56.

References

1. Stal' 40H, st40H instrumental'naja, konstrukcionnaja [Elektronnij resurs] // Web-sajt PromTehSnab - Rezhim dostupa: <http://www.pts.com.kz/price-stal-40h.html>
2. Назначение и применение конструкционной легированной стали [Elektronnij resurs] // Web-sajt Real'nyj metalloprokat - Rezhim dostupa: <http://yaruse.ru/posts/show/id/617>.
3. Metody zakalki stali 40h i ih osobennosti [Elektronnij resurs] // Web-sajt Stanok.guru.Metalloobrabotka i stanki - Rezhim dostupa: <http://stanok.guru/stal/metody-zakalki-stali-40h-i-ih-osobennosti.html>
4. Zakalka (termicheskaja obrabotka) stali 40h [Elektronnij resurs] // Web-sajt Masterskaja "Zbroevy fal'varak" - Rezhim dostupa: <http://zbroevy-falvarak.by/zakalka-termicheskaya-obrabotka-stali-40x/>.
5. Тонкие плёнки. Взаимная диффузия и реакции. Под ред. Дж. Поута, К. Ту, Дж. Майера.- М: Мир – 1982 – 576 с.
6. Vasilenko N.A. Vaseckaja L.A. Povyshenie iznosostojkosti konstrukcionnoj legirovannoj stali ionno-plazmennoj obrabotkoj. Materiali IV mizhnarodnoj naukovopraktichnoj konferencii «Ekonomiczni, ekologichni ta social'ni problemi vugil'nih regioniv SND».-Krasnodon. – 2011.-s.18-21.
7. Dzijuba V.L., Vasilenko N.A., Vaseckaja L.A., Kostenko I. G. Struktura i fiziko-mehanicheckie svojstva pokrytij nitrída cirkonija. Nauchnyj Vestnik DGMA. - 2010. - № 1 (6E). - S. 50-56.

Василенко Н.П., Гончаров В.В., Климаш А.А. Поверхневе зміцнення деталей транспортних машин і механізмів за допомогою високодозної іонної імплантації

В роботі вивчається сталь 40Х як матеріал, який широко використовується в автомобільній промисловості для виготовлення осей, валів, поршнів, стрижнів, кілець, та інших деталей з підвищеною міцністю. З метою поліпшення фізико механічних та експлуатаційних характеристик зразки обробляли методом іонної імплантації від 3 до 120 хв, що відповідає дозі імплантації іонів, які вбудовуються в субстрат, $1,83 \cdot 10^{16} - 7,34 \cdot 10^{17}$ іон/см². Показано, що імплантація нітридів хрому в поверхню конструкційних легированих сталей створює модифікований шар товщиною до 1 мкм, з високою твердістю і зчепленням.

Ключові слова сталь 40Х, іонна імплантація, нітрид хрому, твердість

Vasilenko N., Honcharov V., Klimash A. Surface hardening of the components of cargo vehicles and mechanisms with by use of the high-dose ionic implantation

In the work a study of steel of 40X as the material, widely used in the automobile construction for preparing the axes, shafts, plungers, stocks, rings, fastening elements, semiaxes, bushings and other components of the increased strength is carry out. For the purpose of an improvement physical, mechanical and operating characteristics the samples were processed by the method of ionic implantation from 3 to 120 minutes, which corresponds to the dose of the ions implantation, inculcated in the base layer $1,83 \cdot 10^{16} - 7,34 \cdot 10^{17}$ of ion/sm². It is shown that the modified layer by thickness to 1 mkm, which possesses high hardness and adhesion is obtained in the results of the implantation of nitrides of chromium into the surface of structural alloy steels.

Keywords: steel 40X, ionic implantation, nitride of chromium, the hardness.

Василенко Н.П. – к.ф.-м.н., доцент, завідувач кафедри «Загальної фізики та технічної механіки» Інституту хімічних технологій Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля (м. Рубіжне), e-mail: 0473nata@mail.ru
Гончаров В.В. – к.х.н., доцент кафедри «Загальної фізики та технічної механіки» Інституту хімічних технологій Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля (м. Рубіжне), e-mail: gonch_vit@rambler.ru
Климаш А.О. – к.т.н., старший викладач кафедри «Залізничного, автомобільного транспорту, підйомних та транспортних систем» Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля, e-mail: ankl-80@mail.ru

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 05.03.2017

УДК 656.7.025 (045)

**РЕАЛІЗАЦІЯ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ЗАВАНТАЖЕННЯМ
МЕРЕЖЕВИМ АВІАПЕРЕВІЗНИКОМ****Войцеховський В.С., Габрієлова Т.Ю., Григорак М.Ю.****IMPLEMENTATION OF THE CAPACITY MANAGEMENT SYSTEM
BY THE NETWORK AIR CARRIER****Voitsehovskiy V., Gabrielova T., Grygorak M.**

Проаналізовано особливості створення системи управління завантаженням мережевим авіаперевізником та встановлено основне завдання, яке має вирішувати система управління вантажопотоком. Охарактеризовано динамічне ціноутворення у роботі мережевого авіаперевізника та визначено умови пріоритетності вибору вантажу та прорейтування дохідної частини наскрізного тарифу. Розроблено схему етапності управління завантаженням рейсів мережевого авіаперевізника із врахуванням відповідності фактичного вантажопотоку плановому, вичерпності ємності та строків продажу.

Ключові слова: авіакомпанія, вантажні авіаперевезення, мережевий перевізник, управління завантаженням.

Вступ. Характерна риса мережевого перевізника – це наявність хабу (трансферного) аеропорту, через який авіакомпанія генерує транзитні пасажирські та вантажні потоки. Подібна модель в поточних умовах ринку є самою життєздатною. Основне завдання, яке мають вирішувати системи управління завантаженням – пошук оптимального використання ресурсів авіаперевізника з метою максимізації прибутковості.

Постановка проблеми. Для вітчизняних авіаперевізників важливою проблемою є підвищення ефективності використання перевізної ємності літаків, в тому числі під перевезення вантажів. Тому мережеві авіакомпанії шукають методи, моделі та системи, які дозволяють вирішувати задачі оптимізації комерційного завантаження. Для мережевих авіаперевізників задача ускладняється внаслідок наявності великої кількості комбінацій окремих сегментів перевезень та трансферних вантажопотоків.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Особливості управління процесами завантаження, управління доходами та диференціації послуг авіаперевізника висвітлювалися у наукових працях В. Дубініної, В. Жукова, А. Козуба, К. Мозкової та

М. Солнцева. В. Дубініною у [1] було вперше запропоновано комплексний підхід до вирішення проблеми підвищення ефективності бізнес-процесів авіакомпанії на основі розвитку методології їх інформаційно-аналітичної підтримки. Зокрема, В. Дубініною були розроблені моделі й алгоритми вимірювання та моніторингу кожної зі складових доходів та операційних витрат авіаперевезень, запропоновано новий метод багатоваріантного сценарного прогнозування довгострокового розвитку авіакомпанії.

Наукові розробки В. Жукова, що систематизовані у [2], полягають у розробці моделі здатної забезпечити обґрунтоване прийняття рішень авіаперевізником на оперативному рівні управління, при цьому прийняте рішення вважається таким, що несе ефект синергії за своєю формою. Слід також відзначити, що моделювання виробництва авіатранспортної послуги В. Жуковим здійснено з урахуванням адаптації математичного апарату моделі індустріальної динаміки, а вирішення задачі формалізації процесу виробництва транспортної послуги, приведено у вигляді моделі індустріальної динаміки, що для двох основних потоків створює перспективу для багатокомпонентного моделювання на основі створеної моделі, і для проведення експериментів з розрахунками в системах формування, в тому числі вантажно-поштового завантаження.

У роботі А. Козуба [3] автором було здійснено розширення теоретичних основ конкурентоспроможності авіакомпанії шляхом визначення факторів попиту на вантажні авіаперевезення, зокрема, географічної доступності, характеру вантажу, а також конвергенції ринків експрес-перевезень та традиційних ринків вантажних авіаперевезень. Робота К. Мозкової [4] присвячена управлінню доходами авіаперевізника шляхом організації надлімітованих продажів перевезень на основі серії економіко-математичних

моделей. Робота М. Солнцева [5] присвячена управлінню асортиментом послуг авіаперевізника із використанням стратегії диференціації. Проте, недостатньо уваги приділялося питанням створення системи управління завантаженням рейсів мережевим авіаперевізником.

Наукова праця групи авторів Т. Якобс, Л. Гарроу, М. Логатепанотона, Ф. Купельмана, Дж. Колдена та Х. Порнумо [6] присвячена застосуванню прогнозування та дослідженню операційних методів для вирішення задач планування авіакомпаній. Авторами дано також опис застосування даних методів у авіаперевізниках. Наукова публікація М. Фергюсона, Л. Гарроу та Дж. Ньюмена [7] присвячена застосуванню дискретних моделей вибору завдань управління доходами авіаперевізника.

Мета статті. Розробка методичних рекомендацій щодо створення та реалізації системи управління завантаженням мережевим авіаперевізником на засадах логістики.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для вантажних перевезень характерно динамічне ціноутворення, яке спирається на конкурентне середовище, історичні обсяги продажів, сезонність, поточний попит на ринку, залишкову ємність до реалізації, умови та правила оплати, собівартість перевезення тощо. Ці та багато інших чинників мають враховуватися при організації продажу із використанням математично моделюватися в реальному режимі часу. Ефективна система управління завантаженням включає в себе ряд основних підсистем (модулів), таких як: дистрибуція, тарифна політика, контроль завантаження ємностей, пріоритетність вибору вантажу, облік і планування якісних показників.

Також авіакомпанія не повинна просто чекати приходу вантажопотоків. Вона має здійснювати активне управління ними через систему продажу авіаперевезень, тобто пропонуючи вантажні тарифи та відкриваючи продаж на певному напрямку на певний рейс, авіакомпанія спрямовує вантажопотік по власній мережі. Також у випадку відсутності вантажопотоку на певному напрямку авіакомпанія може залучити вантажопотік з інших напрямків, з метою оптимізації використання власних вантажних ємностей на мережі в цілому. Такий підхід відповідає «витягуючій» системі у логістиці.

Пропонована система управління завантаженням робить оптимальний вибір, використовуючи два критерії: використання вантажної ємності та максимізацію дохідності. При чому розглядається дохідність не просто на одній ділянці маршруту, де продається ця ємність, а загальна ефективність в рамках моделі мережі. Для вирішення цього завдання використовують ємність на декількох маршрутах таким чином, щоб принести оптимальну дохідність, а також забезпечити оптимальне завантаження у рамках усієї мережі маршрутів авіаперевізника.

Наприклад, розглянемо маршрути Нью-Йорк – Київ, Київ – Вінниця, Київ – Дніпро, Київ – Тбілісі,

де у нас з'являються варіанти зайняти одну і ту саму вантажну ємність на маршруті Нью-Йорк – Київ, але при цьому або взяти прямий вантаж з Нью Йорка до Києва, або трансферний вантаж, як частку транзитного вантажу Нью-Йорк – Вінниця, або Нью-Йорк – Дніпро, або Нью-Йорк – Тбілісі. Тобто вибір здійснюється між прямими та трансферними потоками, виходячи з того, який з них дасть максимальну дохідність не в рамках одного напрямку, а в рамках усієї мережі маршрутів авіаперевізника.

На перший погляд прямі вантажі Нью-Йорк – Київ є більш пріоритетними з точки зору ціни, оскільки вони будуть дорожчими, але при цьому якщо ми не візьмемо вантаж Нью-Йорк – Вінниця, то на напрямку Київ – Вінниця також будуть порожні ємності, а отже вантажопотік на цьому рейсі буде відсутній, що для авіаперевізника є не вигідним. Необхідно зазначити, що всі рейси мають свою дохідну та витратну складову. Особливості роботи мережевого перевізника в тому, що він мислить рамками корисності вантажу для усієї мережі, тобто не поняттям доходу, якій відноситься до конкретного маршруту Нью-Йорк – Київ, а т.зв. «contribution», тобто того доходу, який вантаж принесе усієї мережі.

При управлінні вантажопотоками важливим є вибір між двома трансферними потоками. Будь який тариф, який надає авіаперевізник на трансферний потік, нами запропоновано розділяти по дохідності на ділянки шляхом використання правила IATA SRP (IATA Straight Rate Proration). Straight Rate Proration, що призначене для визначення прорейсової дохідної частини наскрізного тарифу (СТ) за ділянками маршруту, ґрунтуючись на секторному довіднику IATA. Для оцінки дохідності перевезення вантажопотоку на кожній ділянці маршруту має бути взято ставки IATA та по ним із загального наскрізного тарифу розраховуватися частки тарифу по кожному маршруту. Далі ці частки порівнюються між собою на кожному маршруті та приймається рішення.

Крім цього, при прийнятті рішення враховується фактор часу та забезпечення наявності завантаження протягом року. Якщо зараз є вантажопотік з Нью Йорка до Вінниці, і авіакомпанія в цьому році відмовиться від його перевезення, то в наступному році отримати його буде надзвичайно складно. А отже, в процесах управління вантажопотоками важливим є збалансування вантажних потоків та їх утримання на мережі, навіть при меншій дохідності. Тобто в основу роботи системи управління завантаженням рейсів мають бути покладені логістичні підходи та розглядатися не один рейс, а весь логістичний ланцюг доставки вантажу на мережі авіаліній.

Ще одним фактором, які потрібно враховувати при виборі завантаження є наявність потоку вантажу, як у низькому, так й у високому сезоні. При заповненні вантажних ємностей важливо не прагнути отримати миттєвий прибуток. Тобто завданням має бути не одномоментний продаж

значної частини вантажних ємностей на тому чи іншому напрямі із одночасним відсіченням постійних вантажопотоків, які можуть стабільно приходити на рейси авіакомпанії протягом року, а збалансування різних вантажопотоків. При стратегії одномоментного продажу слід бути готовим до того, що у низький сезон постійні вантажопотоки, від яких авіаперевізник відмовився у високий сезон, можуть не прийти на його рейси, тому що їх забере конкуруючий перевізник, який запропонує більш вигідні для вантажного клієнта умови. За цих умов, весь низький сезон, авіакомпанія вимушена буде здійснювати регулярні пасажирські рейси за своєю мережею без вантажного дозавантаження. Із цього слідує, що стратегією мережевої авіакомпанії з управлінням вантажопотоками має стати підтримка вантажопотоків, які самі по собі є менш доходними, проте є постійними, навіть за умови, що у піковий сезон на цьому напрямку є можливість взяти більш дороге завантаження, але авіакомпанія має утримати постійні вантажопотоки, які дають завантаження та будуть приносити прибуток весь рік.

Реальним прикладом такого завантаження мають стати севанські раки. Це складний вантаж для перевезення, і у високий сезон можна було б цих раків не перевозити, проте цей вантаж є постійним, а отже для утримання постійного вантажопотоку на рейсах авіакомпанії має використовуватися блочний продаж перевезень, коли на початку сезону авіаперевізник пропонує викупити у нього блок тоннажу на весь сезон, або на рік за тим чи іншим маршрутом. Цей підхід має, зокрема, застосовуватися у вантажних авіаперевезеннях, коли ємність тільки починає продаватися у відкритих системах, а вже до 30-40% її фактично продано завчасно завдяки укладенню тривалих блочних угод. При цьому авіакомпанія може укласти довготривалі контракти, як із вантажним агентом, так і з постачальником чи заводом, якому потрібно перевозити свою продукцію систематично. Єдиною вимогою має стати те, щоб ця ємність була за ним зарезервована. Подальше фактичне використання ємності, якщо вона завчасно оплачена є проблемою її покупця, тобто вантажного агента, постачальника чи заводу, який її придбав. А отже, на одному рейсі, завжди є вантажопотоки різних типів та різної ціни – від найдешевших до найдорожчих. Слід пам'ятати, що авіакомпанія завжди працює в умовах обмеженого ресурсу – це вантажна ємність, яку вона готова надати кожному конкретному ринку за принципом забору найдорожчих та постійних потоків.

В процесі роботи системи управління завантаженням виділяють декілька етапів (рис. 1). Спочатку здійснюється прогнозування, а саме визначається скільки взагалі можна взяти вантажу та за якою ціною. Воно ґрунтується на аналізі ринку та історичних показниках вантажопотоків. Аналізуються історичні цифри вантажопотоків за усією мережею на навігацію, а далі аналізуються цінові можливості ринків, оскільки на кожному ринку є власні цінові категорії. У результаті аналізу

виявляють обсяги можливих вантажопотоків – це перелік певних можливостей потенційного ринку. Також тут можна відзначити прогнозування структури вантажопотоку, виділення можливих блоків ємностей, тобто які блоки можна відразу продати за зниженою ціною на постійній основі, цей вантажопотік буде постійним.

Для прогнозування структури вантажопотоку також має здійснювати опитування агентів по продажу – чи є у них бажання купити постійні блоки ємностей, за якими напрямками, на тривалий період (рік або більше) чи на піврічну навігацію та групування зібраної інформації за блоками. Далі має бути враховано сезонність, яка теж може варіюватися. Наприклад, якщо перевозити квіти, то обсяги зростатимуть в певні пікові періоди, те саме стосується доставок медикаментів, які також постачаються певними партіями, за відповідним графіком. А отже, може виникнути проблема, у тому, що півроку може бути стабільне завантаження, а інші півроку – ні. Весь обсяг перевезень також має бути збалансований, тобто витримано оптимальне співвідношення між постійними та динамічними блоками. Визначається де вигідніше перевозити вантаж, враховуючи умову обмежених ресурсів з точки зору провізних ємностей, співставляючи можливості авіаперевізника з потребами ринку, замовленнями від агентів, кон'юнктурою ринку, валютними курсами та іншими факторами.

При плануванні вантажопотоків важливою складовою є розклад доставок вантажів. Розклад має плануватися за наступним принципом: період навігації – 6 місяців, частотність рейсів планується за днями тижня, а далі створюється транзитна мережа, тобто визначається, які рейси стикаються, а які не стикаються. Якщо рейс прилітає пізніше, ніж вилітає можливий для стикування, то вони не стикаються і тут затримка до наступного рейсу, а отже, отримуємо ще одні обмеження – чи може вантаж лежати добу на складі, при цьому плануються ємності вантажних складів, перевалочних баз, транзитних складів, розмитнення і інших бізнес процесів. Як правило, швидкопсувний вантаж не може добу зберігатися на складі. Важливим аспектом стає стикування мережі, транзитна модель та модель стикувань.

Результатом планування та прогнозування є детальний план продажу перевезень, розрахований на період навігації за днями та за рейсами. План доводиться до пунктів продажу та агентів. На підставі їх замовлень здійснюється укладання довгострокових угод про продаж вантажних перевезень. Далі починається продаж авіаперевезень. Кожен день системою мають аналізуватися результати продажу. До неї надходить інформація від глобальної системи дистрибуції Cargospot, обробляються підсумки продажу та робляться висновки, яке завантаження не надійшло в компанію із запланованого та по якому напрямку. У разі виконання плану система продовжує продаж перевезень.

Аналіз результатів продажів відбувається тому, що немає стовідсоткової гарантії продажу запланованого обсягу вантажу, тому авіакомпанія має розуміти які ще ресурси залишаються невикористаними. Цей недопроданий тоннаж засвідчує наявність можливості авіакомпанії щодо перевезень вантажів, які треба використовувати в подальшій діяльності.

Далі має здійснюватися пошук можливостей залучення додаткових вантажопотоків, при чому можуть бути встановлені пріоритети завантаження, тоді за цими пріоритетними напрямками робляться запити агентів та представництв щодо наявності вантажу в певному напрямку та ціни за якою його можна продати.

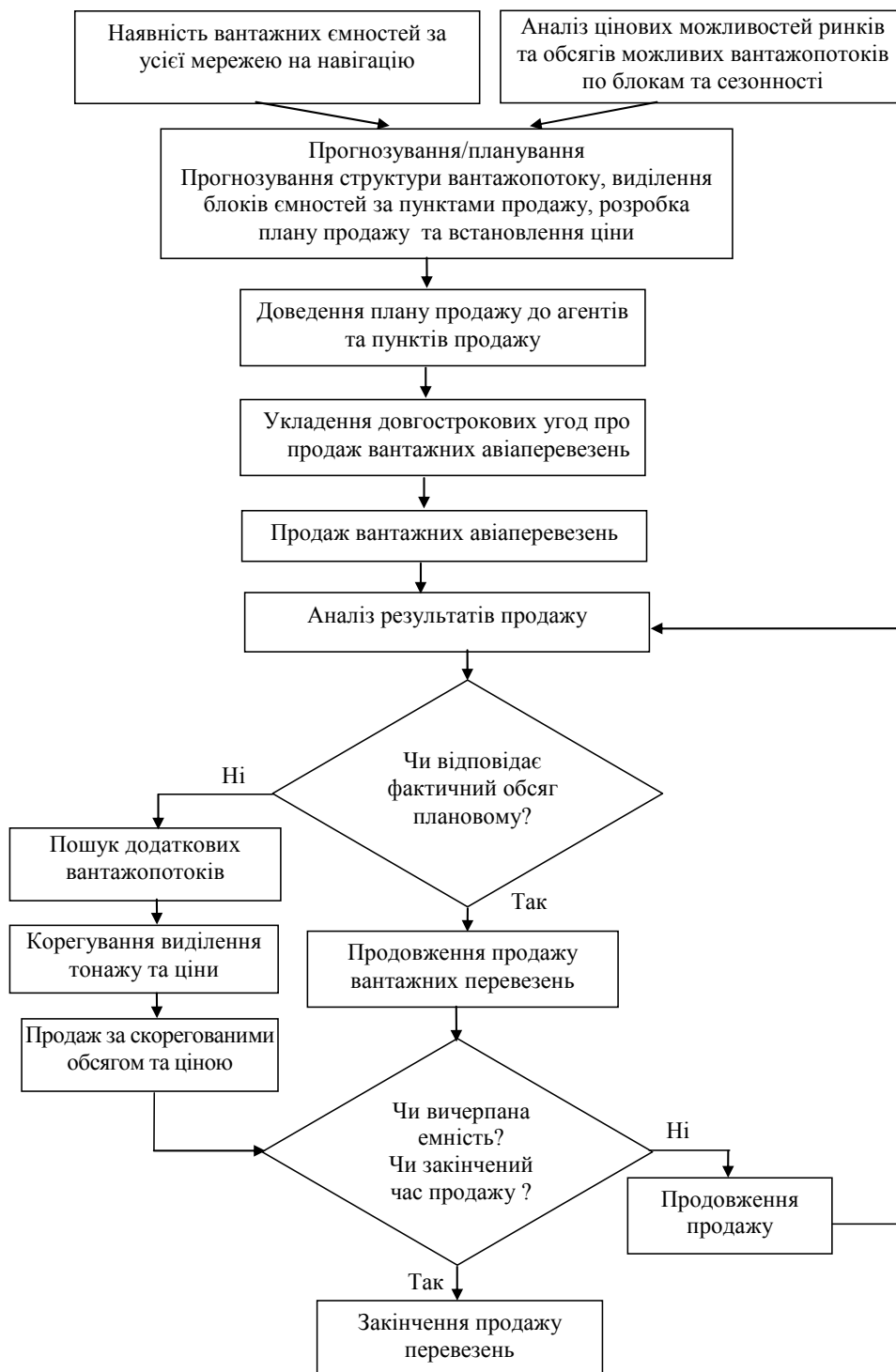


Рис. 1. Блок-схема етапності управління завантаженням рейсів мережевого авіаперевізника

За умови, коли було заплановано на той чи інший рейс певний обсяг продажу на певну дату, наприклад на рейс, який полетить через місяць 30% обсягу має бути продано, а по факту продано тільки 15%, то це означає, що були порушення в плануванні. Після чого система повинна шукати попит в певному напрямку, який формується або з історичних даних, або з наявності заявок, які дійсно реальні і готові.

За кожним напрямком дані по вантажопотоку та ціни представляють собою певну кількість множин, система має все розпланувати в часовому континуумі, тобто на певну глибину продажу, при чому планується з яких точок світу в яких частках це завантаження має бути продане, в залежності від цього відкриваються тарифи та ємності авіакомпанії в системі Cargospot щодо можливості продажу та продаж продовжується до вичерпання ємності або закінчення часу продажу.

Важливим моментом щодо прийняття рішень з управлінням вантажопотоком є випадок, коли авіакомпанія не може взяти запланованого дорогого вантажопотоку, оскільки він в авіакомпанію не надійшов з будь яких причин. Залишається порожня ємність на декількох сегментах мережі, самим збитковим для авіакомпанії буде, якщо ця ємність так і залишиться незаповненою. Якщо авіакомпанії вдасться продати цю ємність за будь яку ціну – це буде краще, ніж рейс полетить незавантаженим. Далі система управління завантаженням має забезпечити моделювання та визначає звідки може бути взятий більш дешевий вантажопотік та чим вона може замінити вантажопотік по порівнянній ціні, тобто система має діяти за принципом зниження ціни. В маршрут може додаватися ще одне плече, можна здійснювати переключення на інше плече.

Наприклад в мережі авіакомпанії є далекомагістральний рейс в Нью-Йорк, є рейси в Пекін, Кишинів, Варшаву та Тбілісі. Був запланований маршрут Тбілісі – Київ – Нью-Йорк 100 кг вантажу за тарифом 1 дол. США, тобто загальна сума 100 дол. США. Авіаперевізник з тієї чи іншої причини не бере плановий вантаж, наприклад 100 кг на рейсі Нью-Йорк – Тбілісі, а отже залишається порожня вантажна ємність по 100 кг на 2-х рейсах. Система автоматично шукає інші варіанти, оскільки потрібно заповнити 100 кг на одному рейсі та на іншому. Наприклад, вона аналізує варіант Тбілісі – Київ – Алмати та обирає його. Таким чином заповнюються вантажні ємності на одному рейсі, але на рейсі Київ – Нью-Йорк недозаповнення у 100 кг залишилося. При подальшому пошуку знаходимо по тій же ціні рейс із Пекіна в Нью-Йорк, на якому буде використане плече не Тбілісі, а Пекін, при цьому завантажиться плече на Нью-Йорк. Він також продається за 1 дол. США за кг за сегмент, але цей долар буде менш вигідним для авіаперевізника, ніж долар, по маршруту Нью-Йорк – Тбілісі тому, що рейс у Пекін

за витратами більший, та питомий дохід на Нью-Йорк та Пекін буде менше, проте кращого варіанту немає, тому обирається той вантажопотік, який є у наявності. Такі рішення мають прийматися за умови, коли в авіакомпанії є дефіцит вантажопотоку, а за умови коли є надлишок вантажопотоку – необхідно підвищувати ціну.

Важливим показником ефективності вантажних перевезень авіакомпанії на мережі авіаліній є load factor або коефіцієнт комерційного завантаження. Якщо в цілому по вантажній мережі load factor перевищує 90%, то це означає, що авіакомпанія продає перевезення задешево та існує необхідність у перегляді тарифних ставок у сторону збільшення. Якщо на одному напрямі, наприклад, Київ – Нью-Йорк є 100% load factor, а по усім іншим напрямам – 70%, то слід вважати, що у авіакомпанії не працює мережа та потрібно більше диверсифікувати послуги, зробивши іншу «нарізку» усіх ємностей під наскрізні перевезення. Якщо одне плече «просідає», наприклад, на маршруті Київ – Алмати – це говорить про те, що авіакомпанія недостатньо розумно виділила квоти під цей вантажопотік за іншими маршрутами, тобто було здійснено «ув'язання» всіх маршрутів мережі, а про Київ – Алмати забули.

Існує дві змінні, із оцінкою яких можна визначити ефективність роботи авіаперевізника. Перша – це змінна це master rate, а також yeild. Yeild – це середньорозмітна дохідність доставки на 1 кг, тобто за її допомогою можна оцінити скільки авіаперевізник заробляє за конкретним напрямком на усіх вантажних перевезеннях та скільки на певний рейс прийшлося вантажів та за якою ціною. Master rate може бути розрахований за усією мережею, тобто це зароблені кошти за усією мережею віднесені на кількість перевезених кілограмів. Yeild показує середню дохідність. Як правило його розраховують для кожної ділянки, щоб зрозуміти наскільки ефективно це плече працює у мережі авіаперевізника. Це перший показник, він вимірює те наскільки дешево чи дорого авіакомпанія продає перевезення та він має наближатися до максимуму. Другий показник – це load factor, що вимірюється у відсотках та представляє собою співвідношення використаної ємності і наявної. Він має наближатися до 100%, що є ідеальним варіантом.

Визначити стан, коли авіакомпанія працює ефективно можна із співвідношення цих показників. Взаємозалежність yeild та load factor (рис. 2).

При збільшенні master rate знижується load factor і навпаки, знижуючи yeild, авіакомпанія збільшує завантаження, при цьому несе витрати. Відповідно кожна авіакомпанія на власній мережі намагається врахувати залежність одного фактора від іншого, наприклад, якщо ціна знизиться на 10 грн., скільки завантаження авіакомпанія отримає. Шукається точка екстремуму, де зниженні ціни та підвищення завантаження не має економічного

сенсу. Наприклад якщо авіакомпанія знизить ціну на 1 дол. США, load factor збільшиться на 5 %, але в цілому дохід авіакомпанії буде менше. Кінцевим вимірювачем завжди є дохід.

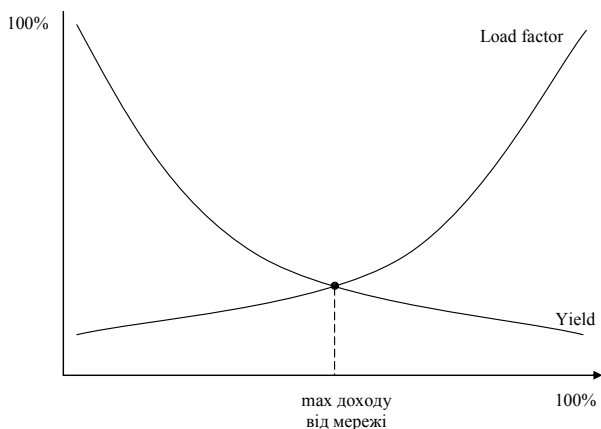


Рис. 2. Взаємозалежність показників yeild та load factor

Таким чином аналізуючи практичну роботу авіаперевізників можна стверджувати, що при переході авіакомпаній с Leg Base Revenue System (системи обліку доходу на кожному конкретному напрямку) на O & D Revenue (облік прибутковості трансферної мережі в цілому) основна складність полягає у зміні принципів мислення та прийнятті рішень.

Висновки. Визначено, що при організації продажу із використанням математично моделюватися в реальному режимі часу необхідно враховувати динамічне ціноутворення, яке спирається на конкурентне середовище, історичні обсяги продажів, сезонність, поточний попит на ринку, залишкову ємність до реалізації, умови та правила оплати, собівартість перевезення. Запропоновано систему управління завантаженням, яка робить оптимальний вибір, використовуючи два критерії: використання вантажної ємності та максимізацію доходності. Розроблено блок-схему етапності управління завантаженням рейсів мережевого авіаперевізника, яка покликана оптимізувати цей процес в умовах динамічних змін. Визначена залежність середнього доходу за 1 кг перевезеного вантажу та відсотку використання вантажної ємності та запропоновано проводити пошук точки екстремуму, де зниженні ціни та підвищення завантаження не має економічного сенсу. Подальші наукові дослідження мають стосуватися розробки інструментарію реалізації системи управління завантаженням мережевим авіаперевізником.

Література

1. Дубинина В.Г. Повышение эффективности функционирования авиакомпании на основе информационно-аналитической поддержки бизнес-процессов: автореферат дис. д-ра техн. наук: 05.13.01 / В.Г. Дубинина: М., 2005. – 45 с.

2. Жуков В.Е. Совершенствование методов организации оперативного управления провозными емкостями в авиакомпании на основе производственно-сбытовой модели: автореферат дис. канд. техн. наук: 05.22.01 / В.Е. Жуков; С.-Петерб. ун-т гражд. авиации. – Санкт-Петербург, 2014. – 22 с.
3. Козуб А.Н. Повышение конкурентоспособности российских авиакомпаний на мировом рынке грузовых авиационных перевозок: автореферат дис. канд. эконом. наук: 08.00.14 / А.Н. Козуб; ГОУ ВПО «Российский государственный торгово-экономический университет». – М., 2010. – 23 с.
4. Мозговая К.А. Математическое моделирование сверхлимитных продаж в управлении доходами авиакомпании: автореферат дис. канд. эконом. наук: 08.00.13 / К.А. Мозговая; «Санкт-Петербургский государственный экономический университет». – Спб., 2013. – 23 с.
5. Солнцев М.А. Стратегия дифференциации комплекса услуг авиакомпании: автореферат дис. канд. эконом. наук: 08.00.05 / М.А. Солнцев; Рос. экон. ун-т им. Г.В. Плеханова. – М., 2013. – 25 с.
6. Jacobs T.L., Garrow L.A., Lohatepanont M., Koppelman F.S., Coldren G.M. and Purnomo H. (2012). Airline planning and schedule development. Quantitative Problem Solving Methods in the Airline Industry: A Modeling Methodology Handbook. Part of the Fred Hillier International Series on Operations Research and Management S. Vol. 169. Eds. Ciencias. Barnhart and B. Smith. New York: Springer. pp. 35 - 100.
7. Ferguson, M.E., Garrow, L.A., and Newman, J.P. (2012). Application of discrete choice models to choice-based revenue management problems: A cautionary note. Journal of Revenue and Pricing Management 11: 536-547.

References

1. Dubinina V.G. Povyishenie effektivnosti funktsionirovaniya aviakompanii na osnove informatsionno-analiticheskoy podderzhki biznes-protsessov. Avtoreferat Diss. [Increasing the efficiency of the airline on the basis of information and analytical support for business processes. Author's abstract]. Moscow, 2005. P. 45.
2. Zhukov V.E. Sovershenstvovanie metodov organizatsii operativnogo upravleniya provoznymi emkostyami v aviakompanii na osnove proizvodstvenno-sbyitovoy modeli. Avtoreferat Diss. [Improving the methods of organizing the operational management of freight capacity in the airline on the basis of the production and marketing model. Author's abstract.]. St. Petersburg, 2014. 22 p.
3. Kozub A.N. Povyishenie konkurentosposobnosti rossiyskikh aviakompaniy na mirovom rynke gruzovyih aviatsionnyih perezovok. Avtoreferat Diss. [Improving the competitiveness of Russian air companies in the world market of cargo air transportation. Author's abstract.]. Moscow, 2010. 23 p.
4. Mozgovaja K.A. Matematicheskoe modelirovanie sverhlimitnyh prodazh v upravlenii dohodami aviakompanii. Avtoreferat Diss. [Mathematical modeling of overrated sales in airline revenue management. Author's abstract]. St. Petersburg, 2013. 23 p.
5. Solncev M. A. Strategija differenciacii kompleksa uslug aviakompanii. Avtoreferat Diss. [The strategy of differentiation of Airline services complex. Author's abstract]. Moscow, 2013. 25 p.
6. Jacobs T.L., Garrow L.A., Lohatepanont M., Koppelman F.S., Coldren G.M. and Purnomo H. (2012). Airline

planning and schedule development. Quantitative Problem Solving Methods in the Airline Industry: A Modeling Methodology Handbook. Part of the Fred Hillier International Series on Operations Research and Management S. Vol. 169. Eds. Sciences. Barnhart and B. Smith. New York: Springer. pp. 35 - 100.

7. Garrow L.A. (2012). Customer behaviour. Quantitative Problem Solving Methods in the Airline Industry: A Modeling Methodology Handbook. Part of the Fred Hillier International Series on Operations Research and Management Sciences. Vol. 169. Eds. C. Barnhart and B. Smith. New York: Springer. pp. 1 - 34.

Войцеховський В.С., Габрієлова Т.Ю., Григорак М.Ю. Реалізація системи управління загрузкою мережним авіаперевозчиком.

Проаналізовані особливості створення системи управління загрузкою мережним авіаперевозчиком і встановлена основна задача, яку повинна вирішувати система управління грузопотоком. Охарактеризовані динамічне ціноутворення в роботі мережного авіаперевозчика, визначені умови пріоритетності вибору вантажу і прорейтингування доходної частини сквозного тарифу. Розроблена схема етапності управління загрузкою рейсів мережного авіаперевозчика з урахуванням відповідності фактичного грузопотоку плановому, виснаженості ємкості і строків продажі.

Ключові слова: авіакомпанія, вантажні авіаперевозки, мережний перевізник, управління загрузкою.

Voitsehovskiy V., Gabriellova T., Grygorak M. Implementation of the capacity management system by the network air carrier.

Key features of creating a capacity management system by the network air carrier were analyzed and the main task that should be resolved cargo traffic management system was determined. Dynamic pricing of the network air carrier activity was characterized and conditions of cargo selection priority and conditions of through rate revenue part prorating were defined. The flow-chart of flight capacity management phasing of the network air carrier with regard to compliance of the actual cargo traffic with the planned one, completeness of capacity and sale terms was developed. It was established that a detailed plan for the transportation sale, designed for navigation period by days and flights, is the result of planning and forecasting. Practical examples of solving the set tasks on implementing capacity management system by the network air carrier. The dependence of the average revenue per 1 kg of transported cargo and percentage of cargo capacity usage was identified.

Keywords: airline, cargo air transportation, network carrier, capacity management.

Войцеховський В.С. – здобувач кафедри логістики Національного авіаційного університету, e-mail: v.voitsehovskiy@gmail.com

Габрієлова Т.Ю. – к.е.н., доцент, координатор програм професійного навчання ТОВ «5PL», e-mail: t_gabriellova@ukr.net

Григорак М.Ю. – к.е.н., доцент, завідувач кафедри логістики Національного авіаційного університету, e-mail: m_grigorak@ukr.net

Рецензент: д.т.н., проф. *Горбунов М.І.*

Стаття подана 15.03.2017

УДК 629.4.018:629.4.014.24

ПРОГНОЗУВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ МОДЕРНІЗОВАНИХ ТЕПЛОВОЗІВ М62

Гатченко В.О., Іванченко Д.А., Фалендиш А.П.

PERFORMANCE PREDICTION OF MODERNIZED DIESEL-ELECTRIC LOCOMOTIVES M62

Gatchenko V., Ivanchenko D., Falendysh A.

Роботу присвячено актуальній темі визначення техніко-економічних показників модернізованих тепловозів. Модернізація тепловозів розглядається як ефективний підхід до оновлення тягового рухомого складу залізниць України. Для забезпечення перевезень вантажів та пасажирів на не електрифікованих ділянках залізниця потребує у автономній локомотивній тязі з високими техніко-економічними показниками. Розраховуються параметри, що впливають на значення показників ефективності, зокрема середньо експлуатаційна витрата палива.

Ключові слова: Модернізація тепловозів, середньо експлуатаційна витрата палива, тягові розрахунки.

Вступ. Під час модернізації тепловозів виникає проблема визначення та прогнозування їх дійсних техніко-економічних показників з метою встановлення відповідності їх значень існуючій нормативній документації та технічному завданню. Ключовим етапом для вирішення цієї проблеми є проведення приймальних випробувань. Приймальні випробування можуть проводитись як порівняльні для існуючих та модернізованих тепловозів. На основі результатів порівняльних експлуатаційних випробувань модернізованих тепловозів М62 (рис. 1) необхідно оцінити їх тягові властивості та визначити раціональні режими експлуатації, по яким можливо прогнозувати основні експлуатаційні показники.

Мета статті – прогнозування техніко-економічних показників модернізованих тепловозів в залежності від режимів експлуатації для заданої ділянки експлуатації.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для визначення розрахункової маси поїзда із тягових характеристик тепловоза визначають силу тяги відповідну розрахунковій швидкості. Розрахункова швидкість це швидкість тривалого режиму при якій за умовами нагрівання тягових електродвигунів тепловоз може рухатись необмежений час. Розрахунок нагрівання тягових електродвигунів ЕД-118А модернізованого тепловозу представлений, а результати

на рисунку 2. Він показав, що нагрів до 100 °С буде при тривалому режимі роботи електродвигуна при швидкості тепловоза 18,7 км/год. Згідно з розрахованою тяговою характеристикою (рис. 3) ця швидкість відповідає силі тяги 266 кН [1].



Рис. 1. Модернізований тепловоз М62

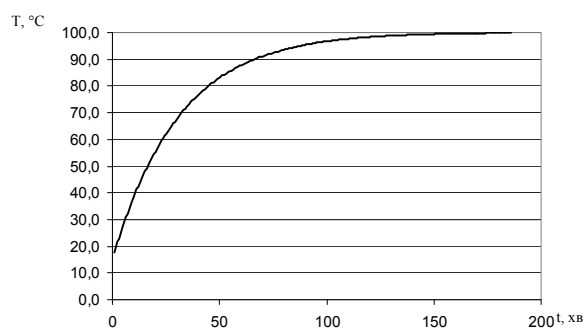


Рис. 2. Розрахунок нагрівання тягового електродвигуна ЕД-118А модернізованого тепловоза

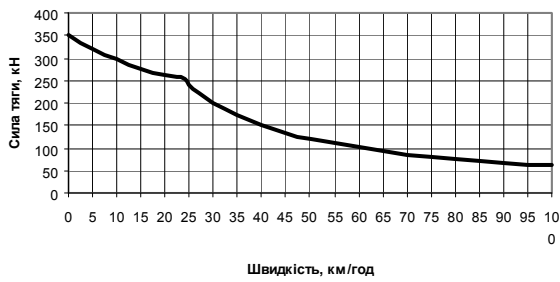


Рис. 3. Тягова характеристика модернізованого тепловозу М62М (розрахована)

Це дозволяє обслуговувати поїзди вагою 2855 т на ділянці де проводилися випробування модернізованого тепловозу Ковель – Ізов. Для існуючого тепловозу М62 цей показник складає 2065 т. Таким чином, при більшій у 1,52 рази потужності модернізованого тепловозу, він може водити поїзд у 1,38 разів більшої маси.

Оскільки на випробувальній ділянці Ковель – Ізов розрахунковий підйом долається за рахунок на-

копиченої кінетичної енергії на спуску перед цим підйомом, то для штатного тепловозу нормативна маса поїзда збільшена до 2500 т із врахуванням проміжної зупинки на станції. Тоді для модернізованого тепловозу під час випробувань встановлюється на даній ділянці маса поїзда відповідно 3456 т.

Далі виконуються тягові розрахунки для існуючих тепловозів М62 по запропонованій програмі, по результатам яких отримуються техніко-економічні показники і характеристики, які порівнюються з даними поїздок і перевіряються на адекватність. Після того, проводяться розрахунки для визначення техніко-економічних показників і характеристик модернізованих тепловозів з використанням даних отриманих під час випробувань. Результати розрахунків в таблиці.

Графіки швидкості, часу ходу по ділянці, питомої рівнодійної сили та позиції потужності для тепловозів М62 та М62М на рисунках 4-5.

Таблиця

Результати розрахунків техніко-економічних показників

| Параметр | Тепловоз М62 | | Модернізований тепловоз М62М | |
|---|--------------|------------|------------------------------|------------|
| | Дослід | Розрахунок | Дослід | Розрахунок |
| 1. Маса поїзда, т | 2428 | 2416 | 3424 | 3420 |
| 2. Довжина ділянки, км | 72 | 72 | 72 | 72 |
| 3. Час слідування по ділянці, хв | 111 | 94 | 109 | 94 |
| 4. Середньо-технічна швидкість, км/год | 41,1 | 46,0 | 39,6 | 46,0 |
| 5. Витрата палива, кг | 299 | 271 | 350 | 351 |
| 6. Питома витрата палива, кг/10 ⁴ ткм бр | 17,66 | 16,3 | 14,7 | 14,7 |

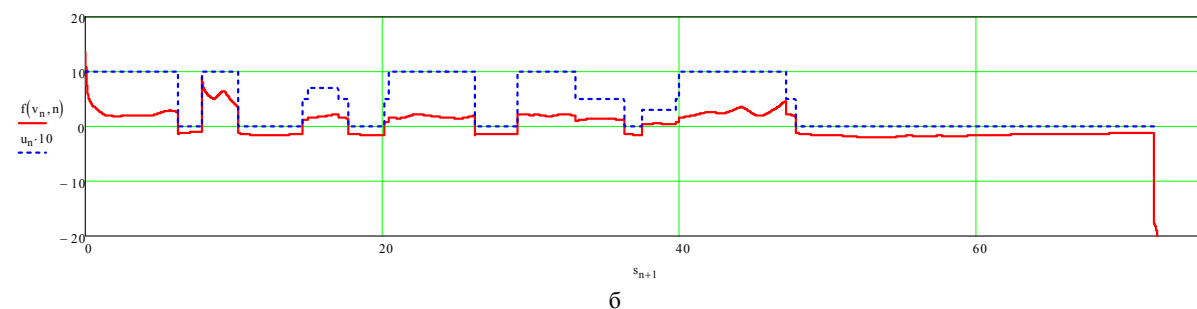
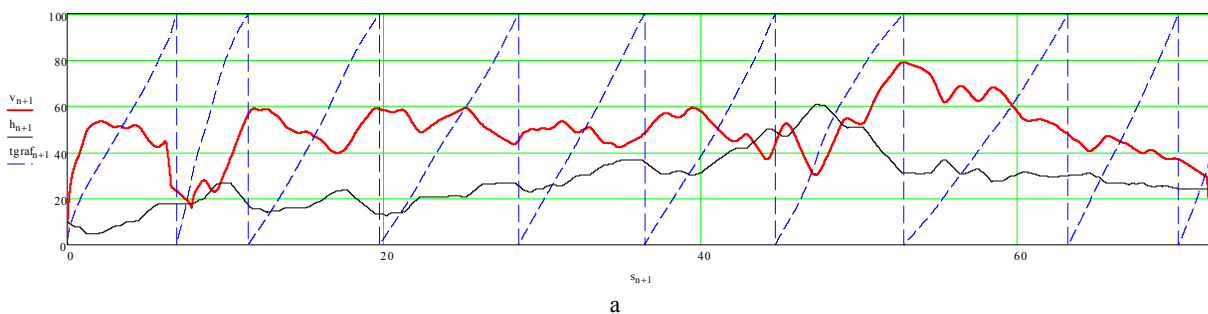


Рис. 4. Графіки параметрів руху поїзда з тепловозом М62:

а – графіки швидкості, часу ходу, профілю від координати пройденого шляху;
 б – графіки позицій потужності та питомої прискорюючої сили від координати пройденого шляху

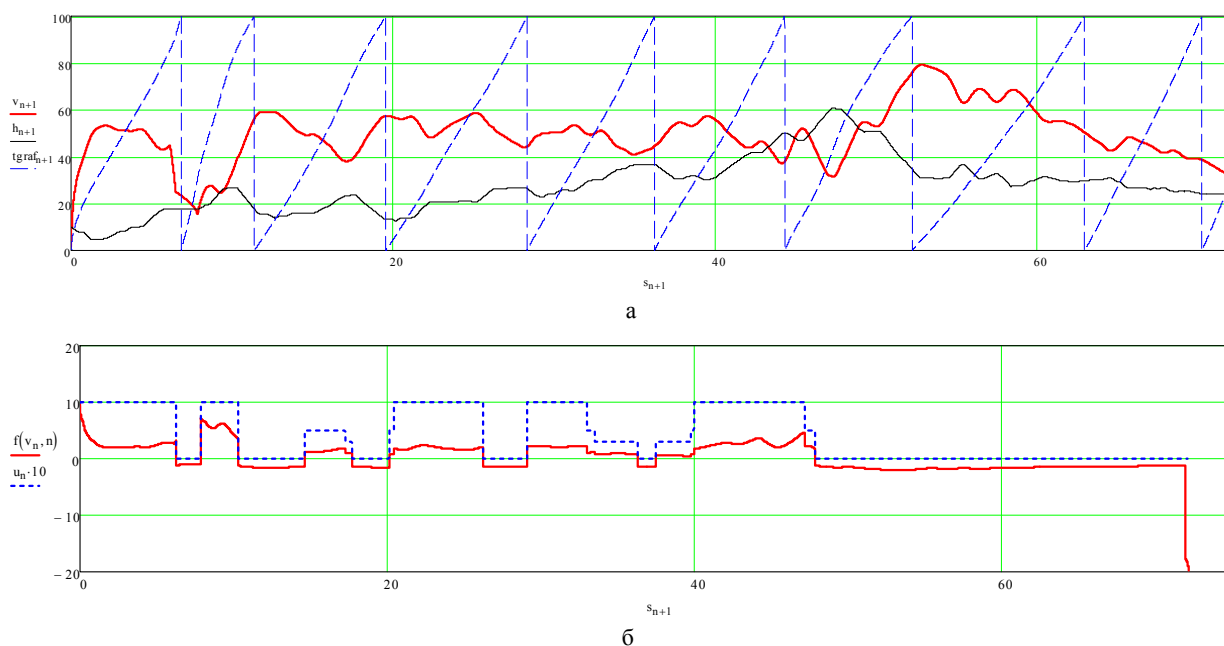


Рис. 5. Графіки параметрів руху поїзда з модернізованим тепловозом М62М
а – графіки швидкості, часу ходу, профілю від координати пройденого шляху;
б – графіки позицій потужності та питомої прискорюючої сили від координати пройденого шляху

Результати моделювання руху поїзда показують високу точність розрахунків та узгодженість з даними випробувань. Похибка по всім параметрам крім часу руху і відповідно йому середньотехнічній швидкості не перевищує по тепловозу М62: 10 % для абсолютної витрати палива, та 8 % для питомої витрати палива; по тепловозу М62М: 0,5 % для обох відповідних величин. Більша похибка для тепловозу М62 пояснюється тим, що програма моделювання не враховує технічний стан та зношеність існуючих тепловозів. Для значення часу ходу по перегону похибка склала відповідно для тепловозів М62 та М62М 15,3 % та 13,7 %. Це можливо пояснити різницею параметрів інертності мас поїзда та появленню похибки при спрямленні ділянок руху при моделюванні. В цілому ця похибка допустима для таких розрахунків, а для її зменшення необхідно проводити дослідження по подальшому уточненню моделювання руху поїзда.

По отриманій моделі були проведені дослідження по впливу основних параметрів руху поїзда на значення витрати палива. При моделюванні задавалися різні значення маси поїзда при цьому режимі руху залишалися однаковими. Встановлено, що величина маси поїзда істотно не впливає на питому витрату палива, (рис. 6).

Далі досліджувався вплив середньотехнічної швидкості на питому витрату палива модернізованого тепловоза, при цьому використовувалися різні режими управління потужністю поїзда під час руху на ділянці. Середньотехнічна швидкість має більший вплив на величину питомої витрати палива. При її збільшенні витрати палива збільшуються за рахунок збільшення основного опору руху поїзда. Але

найбільш істотний вплив в результаті показала зміна режиму руху поїзда, (рис. 7).

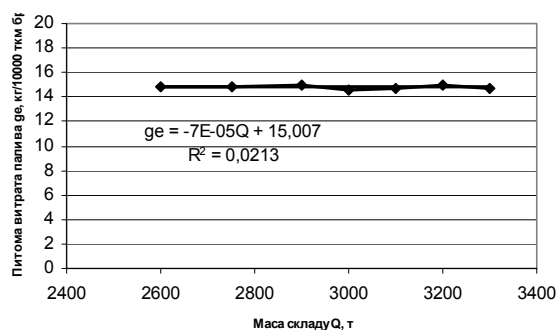


Рис. 6. Залежність питомої витрати палива від маси поїзда

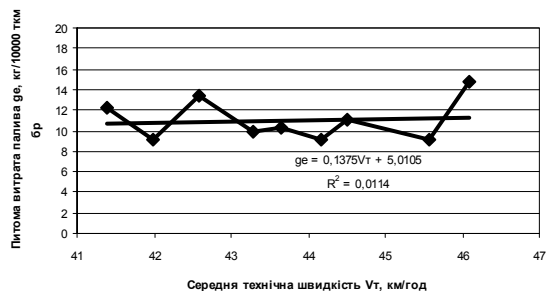


Рис. 7. Залежність питомої витрати палива від середньотехнічної швидкості

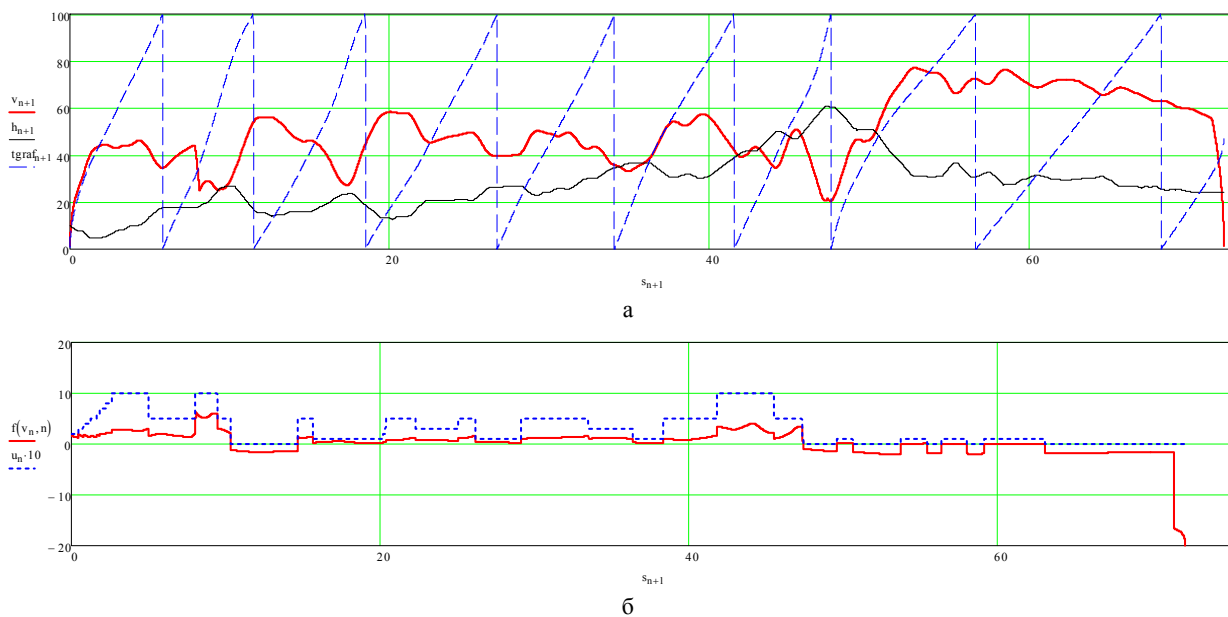


Рис. 8. Графіки параметрів руху поїзда по оптимальному режиму з модернізованим тепловозом М62М
 а – графіки швидкості, часу ходу, профілю від координати пройденого шляху;
 б – графіки позицій потужності та питомої прискорюючої сили від координати пройденого шляху

Додатково проведено процедуру пошуку режимів управління рухом поїзда які б давали менші значення питомою витрати палива. При цьому в якості обмеження введено мінімально допустиму середньотехнічну швидкість 45 км/год що забезпечить час руху поїзда по ділянці відповідно до графіку руху вантажного поїзда.

В результаті проведеної процедури пошукової оптимізації знайдено режим руху поїзда з модернізованим тепловозом М62М та проведені відповідні тягові розрахунки (рис. 8). Таким чином, отримані наступні показники руху поїзда. При масі поїзда 3420 т часу ходу по дільниці 94,8 хв, середньотехнічній швидкості 45,6 км/год витрата палива склала 219,3 кг, питома витрата палива $9,2 \text{ кг}/10^4 \text{ ткм}$ бруто.

Визначені показники роботи модернізованих тепловозів М62 з урахуванням проведених порівняльних експлуатаційних випробувань підтвердили доцільність та ефективність такої модернізації. Під час проведення випробувань показники, заявлені у ТЗ на модернізований тепловоз були перевірені на відповідність і підтвердили його працездатність, економічність та безпеку.

Крім того, під час проведених випробувань були виявлені такі позитивні сторони даного модернізованого тепловоза:

1) Високий рівень ергономічності кабіни машиніста та кузова значно покращить умови роботи локомотивних бригад. Відзначений високий рівень шумоізоляції та параметрів мікроклімату у кабіні.

2) Суттєво покращені показники динамічного та вібраційного впливу на локомотиві, відсутні зауваження з боку впливу на колію.

3) Існує значний резерв по паливній економічності тепловоза за умови використання раціональних режимів управління потужністю.

4) Більша в порівнянні з серійним тепловозом середньодобова продуктивність.

5) Відсутність димного вихлопу, що значно покращує екологічні показники для даного тепловозу та відповідають вимогам нормативів Єввропейського союзу.

Однак проведені порівняльні експлуатаційні випробування в якості приймальних не дають встановити дійсні значення показників надійності модернізованого тепловоза М62, тому для них необхідне проведення експлуатаційних випробувань на надійність.

Висновки. 1. Проведений аналіз тягових властивостей модернізованого тепловоза М62 показав існуючі резерви по підвищенню економічності його використання, який може бути реалізований завдяки визначенню режимів руху поїзда для заданої ділянки залізниці.

2. Отримані під час моделювання залежності швидкості, часу та питомих сил поїзда були перевірені під час випробувань модернізованого тепловозу М62 для встановлення їх адекватності.

3. Досліджені режими руху поїзда для дільниці Ковель – Ізов, яка обслуговувалась модернізованими тепловозами М62. Отримані значення середньо експлуатаційної витрати палива для визначених режимів, які показали економію до $5 \text{ кг}/10^4 \text{ ткм}$ бруто в порівнянні з існуючими режимами.

4. Отримані результати дозволяють прогнозувати техніко-економічні показники модернізованих тепловозів М62 впродовж життєвого циклу та визначити раціональні режими руху поїздів для заданої дільниці.

Література

1. Фалендиш, А.П. Моделирование рабочих параметров модернизированных тепловозов как объектов испытаний [Текст] / А.П. Фалендиш, Д.А. Иванченко // Информационно-управляющие системы на железнодорожном транспорте. - 2016. - № 1. - С. 71-76.
2. Тартаковский, Е. Д. Визначення ефективності модернізації тепловозів М62 за результатами порівняльних експлуатаційних випробувань [Текст] / Е.Д. Тартаковский, А.П. Фалендиш, А.М. Зінківський, О.П. Петренко, А.В. Дашковський / Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля–Луганськ: СХУ ім. В. Даля 4 (2011): 158.
3. Правила тяговых расчётов для поездной работы [Текст]. – М.: Транспорт, 1985.
4. Babel, M. Modernizacja spalinowej lokomotywy manewrowej serii SM31 [Text] / M. Babel, B. Szachniewicz // Technika Transportu Szynowego. – 2012. - №4. – P.42-45.
5. Escolan, T. Modernizacja тепловозов [Текст] / T. Escolan // Железные дороги мира. – 2005. - №12. – С.53-57.
6. Gauvrit, J.-M. Ремоторизация магистральных тепловозов [Текст] / J.-M. Gauvrit et al. // Железные дороги мира. – 2006. - №5 – С. 43-50.
7. Marciniak, Z. Projekt modernizacji lokomotyw spalinowych serii ST44 [Text] / Z. Marciniak, Z. Durzynski // Technika Transportu Szynowego.- 2005. - №9. – P.13-28.
8. Stawecki W. Ekologiczne aspekty modernizacji lokomotyw spalinowych w Polsce [Text] / W. Stawecki, Z. Marciniak, I. Pielecha, J. Pielecha // Prace naukowe politechniki warszawskiej. – 2013. - №98. – P.615-624.

References

1. Falendysh, A.P. Modeljvannja robochyh parametriv modernizovanyh teplovoziv jak ob'ektiv vyprobuvan' [Tekst] / A.P. Falendysh, D.A. Ivanchenko // Informacijno-kerujuchi systemy na zaliznychnomu transporti. - 2016. - № 1. - S. 71-76.
2. Tartakovs'kyj, E. D. Vyznachennja efektyvnosti modernizacii' teplovoziv M62 za rezul'tatamy porivnjal'nyh ekspluatacijnyh vyprobuvan' / E.D. Tartakovs'kyj, A.P. Falendysh, A.M. Zin'kivs'kyj, O.P. Petrenko, A.V. Dashkovs'kyj / Visnyk Shidnoukrai'ns'kogo nacional'nogo universytetu im. V. Dalja–Lugans'k: SNU im. V. Dalja 4 (2011): 158.
3. Pravyła t'jagovyh raschyotov dlja poezdnoj raboty [Tekst]. – М.: Transport, 1985.
4. Babel, M. Modernizacja spalinowej lokomotywy manewrowej serii SM31 [Text] / M. Babel, B. Szachniewicz // Technika Transportu Szynowego. – 2012. - №4. – P.42-45.
5. Escolan, T. Modernizaniya teplovozov [Tekst] / T. Escolan // ZHeleznye dorogi mira. – 2005. - №12. – S.53-57.
6. Gauvrit, J.-M. Remotorizaciya magistral'nyh teplovozov [Tekst] / J.-M. Gauvrit et al. // ZHeleznye dorogi mira. – 2006. - №5 – S. 43-50.
7. Marciniak, Z. Projekt modernizacji lokomotyw spalinowych serii ST44 [Text] / Z. Marciniak, Z.

Durzynski // Technika Transportu Szynowego.- 2005. - №9. – P.13-28.

8. Stawecki W. Ekologiczne aspekty modernizacji lokomotyw spalinowych w Polsce [Text] / W. Stawecki, Z. Marciniak, I. Pielecha, J. Pielecha // Prace naukowe politechniki warszawskiej. – 2013. - №98. – P.615-624.

Гатченко В.А., Иванченко Д.А., Фалендиш А.П. Прогнозирование эксплуатационных показателей модернизированных тепловозов М62.

Работа посвящена актуальной теме определения технико-экономических показателей модернизированных тепловозов. Модернизация тепловозов рассматривается как эффективный подход к обновлению тягового подвижного состава железных дорог Украины. Для обеспечения перевозок грузов и пассажиров на НЕ электрифицированных участках железная дорога нуждается в автономной локомотивной тяге с высокими технико-экономическими показателями. Рассчитываются параметры, влияющие на значение показателей эффективности, в частности среднеэксплуатационный расход топлива.

Ключевые слова: Модернизация тепловозов, среднеэксплуатационный расход топлива, тяговые расчеты.

Gatchenko V, Ivanchenko D., Falendysh A. Performance prediction of modernized diesel-electric locomotives M62.

The work is devoted to the actual topic of determining the technical and economic indicators of modernized diesel locomotives. Modernization of diesel locomotives is considered as an effective approach to the renewal of traction rolling stock of Ukrainian railways. To ensure the transport of goods and passengers on non-electrified sections, the railway requires an autonomous locomotive traction with high technical and economic indicators. The parameters influencing the value of the efficiency indicators, in particular the average fuel consumption, are calculated. The proposed results can be used to determine rational driving regimes for trains with modernized locomotives. This provides significant fuel savings, which can be obtained by using the proposed driving regimes.

Keywords: Modernization locomotives, average fuel consumption, traction calculations.

Фалендиш А.П. - д.т.н., професор, завідувач кафедри «Теплотехніка та теплові двигуни», Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна. fap_hiit@rambler.ru

Гатченко В.О. - к.т.н., доцент кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць», Державний економіко-технологічний університет транспорту, м. Київ, Україна

Іванченко Д.А. - ст. викладач кафедри «Експлуатація та ремонт рухомого складу», Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна. ukrsart.erps@gmail.com

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 15.03.2017

УДК 629.4.077:621.1.016.7: 546.26

ОЦІНКА МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАЛІЗНИЧНИХ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ

Горбунов М.І., Герлиці Ю., Кравченко К.О., Лак Т., Просвірова О.В.

EVALUATION OF METHODS TO IMPROVE OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF RAIL BRAKE SYSTEMS

Gorbunov M., Gerlici J., Kravchenko K., Lack T., Prosvirova O.

Оцінюється вплив тертя фрикційних елементів гальмівної системи на ефективність гальмування. Температура в зоні контакту колодки з диском або колодками з колеса має істотний вплив на фрикційні елементи гальма. Важливим фактором у досягненні максимальної потужності гальмування є контроль температури в контакті. Стаття висвітлює результати дослідження з визначення ефективних методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем з використанням експертного оцінювання.

Ключові слова: залізничний транспорт, гальмування, експертне оцінювання, фрикційна взаємодія, дискове гальмо, енергоефективність.

Вступ. Від стабільно працюючої гальмівної системи в значній мірі залежить безпека руху транспортного засобу. Температура в контакті трибоелементів чинить значний вплив на гальмівну ефективність. При взаємодії гальмівних елементів значно зростає температура в зоні контакту, при тривалих гальмуваннях це призводить до підвищеного зносу і передчасного виникнення тріщин. Проведені в лабораторних умовах на машині тертя і стенді випробування показали, що в початковий момент часу з ростом температури в контакті збільшується коефіцієнт тертя, проте при досягненні критичної температури, яка залежить від матеріалу, структури контактуючих тіл, температури навколишнього повітря та інших факторів, відбувається різке падіння коефіцієнта тертя, що негативно позначається на гальмівних властивостях рухомого складу. Для конструкторів і експлуатаційників стоїть завдання розробки нових конструкцій гальмівних елементів, які дозволяють управляти температурою в контакті, підтримувати оптимальний коефіцієнт тертя, забезпечувати високу зносостійкість поверхонь тертя.

Мета статті – визначення ефективних методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем з використанням експертного оцінювання.

Виклад основного матеріалу дослідження.

Гальмівна система являє собою складну технічну систему, якість функціонування якої визначається багатьма критеріями: функціональними, надійнісними, вартісними, енергетичними, ресурсними, тимчасовими, технічними, соціальними, екологічними і т. д. Створення гальмівних елементів є багатокритеріальною, статистичною, недетермінованою задачею прийняття рішення. Серед безлічі варіантів конструктивного виконання, необхідно вибрати найбільш прийнятну.

Теорія прийняття рішень зазвичай використовується для вибору найкращого варіанта (альтернативи) серед усіх можливих відносно заданого критерію оптимальності в умовах певної невизначеності, яка потребує уточнення положення, в результаті чого нові постановки задачі прийняття рішень, а також різноманітність і вдосконалення методів вирішити цю проблему. На практиці застосовуються різні методи теорії прийняття рішень, кожен з них діє по відношенню до певних критеріїв.

З дослідження наукових праць вітчизняних [1 – 4] і закордонних [5] авторів можна виділити основні типи методів:

– *аксіоматичні:* вимірювання корисності альтернатив розглядається за послідовними кроками, які підтверджують справедливість вибору певних аксіом, забезпечуючи можливість використання функції корисності;

– *прямі:* форма залежності результуючої корисності альтернативи від її оцінок за багатьма критеріями задається без будь-яких теоретичних підстав (на відміну від аксіоматичних методів), а параметри цієї залежності або задаються, або безпосередньо оцінюються особою, яка приймає рішення;

– *методи компенсації* включають в себе вписування в два окремих списки достоїнств і вад сформульованих альтернатив, які потім ретельно аналізують й виявляють такі вади, що можливо вважати

еквівалентом певних достоїнств, й викреслюють їх зі списку;

– *метод порогів несправності*: зв'язок між будь-якою парою альтернатив визначається послідовністю бінарних відносин. «Сильним» бінарним відношенням відповідають жорсткі вимоги щодо переваг однієї альтернативи над іншою й, отже, виявлення значної кількості невідповідних альтернатив. Більш «сильною» є вимога повного домінування однієї альтернативи над іншою. Більш «слабке» бінарне відношення визначає умова, при якій, незважаючи на суперечливі оцінки, одна альтернатива наголошується кращою, ніж інша;

– *людино-машинні методи прийняття рішень*;

– *методи експертних оцінок*: організація роботи з фахівцями-експертами з обробкою їх думок, виражених у кількісній і/або якісній формі з метою підготовки інформації для прийняття рішень особою, яка приймає рішення.

Використання інформації, отриманої від фахівців, особливо доцільно, якщо для її збору, узагальнення та аналізу застосовуються спеціальні логічні прийоми та математичні методи обробки результатів, на яких основана система експертних оцінок. Це дозволяє зробити висновки про практичну корисність результатів опитування експертів в умовах реального розкиду значень відносної помилки від 1 % до 20 % та достовірності на рівні 60 % – 95% [1 - 5]. Такий метод виявляється найбільш ефективним і дозволяє отримати адекватні результати.

Для дослідження питання, поставленого у статті використано метод експертних оцінок.

Метод експертних оцінок дозволяє працювати з недостатньо формалізованими і структурованими завданнями, які чітко не визначено алгоритми, властивості і відносини. Простота використання методу експертних оцінок, його гнучкість і можливість отримання необхідної інформації призвело до його використання для оцінки варіантів удосконалення елементів гальмівної системи для стабілізації температури в трибоконтактах. В групу експертів увійшли наукові та інженерно-технічні працівники університетів, депо і виробників елементів рухомого

складу. Фактори оцінки інноваційних методів підвищення ефективності гальмівної системи сучасного рухомого складу наступні:

- забезпечення безпеки;
- стабільні фрикційні характеристики (коефіцієнт тертя, температура);
- зносостійкість;
- рівень шуму при гальмуванні;
- вартість конструкції та експлуатації;
- екологічний фактор.

Постановка задачі експертного оцінювання:

1. Об'єкт дослідження – гальмівні системи.
2. Кількість варіантів запропонованих експертам n .
3. В оцінці варіантів беруть участь m експертів.
4. Кожен експерт має свій ранг, який визначається рівнем його компетенції і джерелами аргументації оцінки.
5. Кожен експерт проводить якісною оцінку запропонованих варіантів.
6. Всі варіанти удосконалення гальмівних елементів повинні бути розподілені по їх значущості.

Інноваційних методів підвищення ефективності гальмівної системи сучасного рухомого складу наступні:

ІМ1 – примусова подача повітря в контакт трибоелементів;

ІМ2 – примусова подача повітря, температура якого регулюється в залежності від умов та режимів експлуатації;

ІМ3 – застосування колодок з порофоровими вставками;

ІМ4 – застосування колодок з ребрами охолодження;

ІМ5 – застосування гальмівних накладок зовнішня поверхня якої виконана з теплоізолюючого матеріалу;

ІМ6 – подача в зону контакту трибоелементів активаторів тертя;

ІМ7 – застосування гальмівних елементів в конструкції яких передбачені фазові переходи.

Обробка результатів експертного оцінювання здійснювалася за допомогою спеціально розробленої авторами програми [6] (рис. 1).

| Факторы | Эксперт 1 | Эксперт 2 | Эксперт 3 | Эксперт 4 | Эксперт 5 | Эксперт 6 | Эксперт 7 | Эксперт 8 | Эксперт 9 | Эксперт 10 | Эксперт 11 |
|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|------------|------------|
| Фактор 1 | 5 | 6 | 5 | 5 | 4 | 5 | 6 | 4 | 5 | 5 | 4 |
| Фактор 2 | 7 | 7 | 6 | 6 | 6 | 7 | 7 | 7 | 6 | 7 | 7 |
| Фактор 3 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 4 | 4 | 5 | 4 |
| Фактор 4 | 3 | 3 | 4 | 3 | 3 | 2 | 3 | 4 | 3 | 4 | 3 |
| Фактор 5 | 4 | 5 | 3 | 5 | 4 | 5 | 4 | 6 | 4 | 3 | 4 |
| Фактор 6 | 2 | 4 | 3 | 2 | 3 | 4 | 4 | 3 | 3 | 4 | 4 |
| Фактор 7 | 5 | 5 | 6 | 6 | 6 | 5 | 5 | 6 | 5 | 5 | 6 |

Проанализировать результаты экспертного оценивания

Рис. 1. Вікно програми з результатами експертного оцінювання

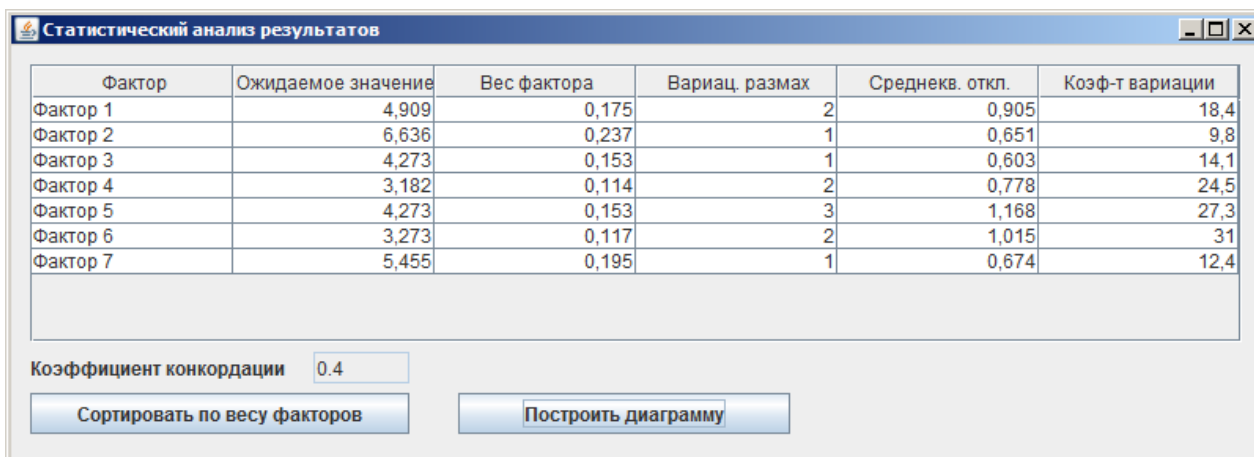


Рис. 2. Статистичний аналіз результатів

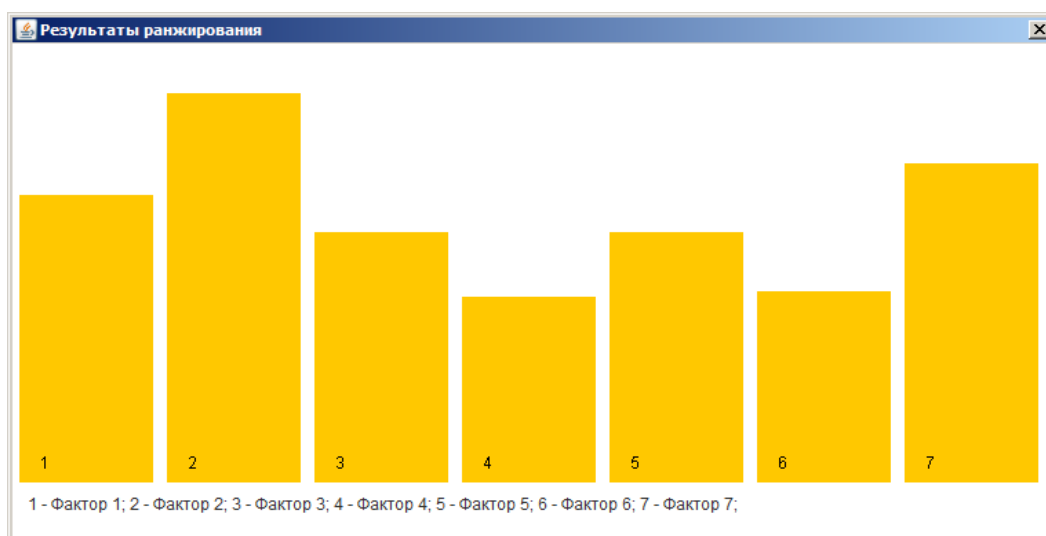


Рис. 3. Діаграма результатів ранжування

На першому етапі роботи в програмі визначається кількість експертів і факторів, які беруть участь у даному оцінюванні. Також можна дати назву кожному з експертів та факторів.

Далі необхідно ввести результати експертного оцінювання. Кожен з експертів оцінює всі фактори таким чином, що найнижча оцінка може дорівнювати 1, а найвища – кількості факторів, які розглядаються у даному оцінюванні. Якщо кожен експерт оцінює всі фактори різними числами (рангами) від 1 до кількості факторів, розглядається порядкова шкала оцінювання. Якщо експерти оцінюють фактори довільними числами з цього діапазону, має місце інтервальна шкала оцінювання.

На формі результатів статистичного аналізу (рис. 2) містяться наступні дані: очікуване значення кожного з факторів, вага, варіаційний розмах, середньоквадратичне відхилення, коефіцієнт варіації та коефіцієнт конкордації експертів. Фактори в таблиці можна впорядкувати за їхньою вагою та побудувати діаграму.

Діаграма відображує очікувані значення всіх факторів (рис. 3). Також на формі міститься легенда, яка пояснює позначення на діаграмі. Фактори впорядковані так, як було зазначено на попередній формі.

За думкою кожного з j експертів ($j = 1-m$) певний фактор i ($i = 1-n$) має вплив різного ступеню на об'єкт дослідження. Стосовно ступеня впливу, визначеного експертом, здійснюється ранжирування факторів x_{ji} , результати якого представляють у вигляді матриці (рис. 1).

Узгодженість думок експертів в цьому випадку визначається за допомогою коефіцієнта конкордації. Переконавшись в узгодженості думок експертів, будемо діаграму рангів. При побудові цієї діаграми по осі абсцис відкладено суми рангів, а по осі ординат – фактори в порядку зростання суми рангів. Отримана діаграма рангів представлена на рис. 2. Ступінь впливу факторів на об'єкт дослідження оцінюється за величиною суми рангів: чим більше сума рангів певного фактора, тим більший вплив здійснює цей фактор на об'єкт дослідження.

Висновки. В результаті проведеного експертного дослідження здійснено оцінювання інноваційних методів підвищення ефективності гальмівної системи сучасного рухомого складу. Встановлено, що найбільш перспективним методом підвищення ефективності гальмування є подача повітря з регульованою температурою в залежності від умов гальмування і експлуатації. Даний метод отримав найбільший ранг 0,237. Однак інші методи можна також вважати перспективними, так як різниця оцінок незначна. Найменший ефект на стабілізацію температури, згідно думок експертів, має ребра охолодження колодок (сума рангів становить 0,114). Однак це інноваційне рішення ефективно буде працювати в парі з іншим методом, наприклад з подачею охолодженого повітря. Ребра поверхонь дозволять посилити ефект охолодження і направити повітря безпосередньо на поверхню тертя. Також можлива додаткова установка елементів на диски і колодки дозволяють збільшити приплив повітря в зону контакту. Згідно ранжирування важливе значення мають застосування колодок в якій запроваджено матеріали з фазовим переходом, що дозволяє провести відбір теплоти від контакту миттєво. Застосування профорових вставок в конструкції колодки також значно дозволяє охолодити контакт за рахунок утворення при терті охолоджуючого газу. Не мало значущим технічним рішенням стало застосування теплоізолюючих матеріалів в конструкції гальмівних систем. Дана конструкція дозволяє постійно проводити відтік тепла від поверхні тертя. При подачі додатково потоку повітря на теплоізолюючий матеріал можна досягти більшої ефективності стабілізації температури.

Література

1. Бар Борис. Модели, алгоритми і програми інженерії знань для прийняття рішень в умовах імовірнісних даних /Борис Бар/ Автореф. дис... канд. техн.: 01.0.5.04; Національний аерокосмічний університет імені М.С. Жуковського "ХАІ", Харків, 2000 - 26 с.
2. Топал А.С. Моделі та методи автоматизованої підтримки прийняття рішень щодо технологічної підготовки складального виробництва в літакобудуванні / А.С. Топал // Автореф. дис... канд. техн.: 05.13.06; Національний аерокосмічний університет ім. М.С. Жуковського „ХАІ”. Харків, 2006.
3. Ларичев О.И. Наука и искусство принятия решений / О.И. Ларичев / – М.: Наука, 1979 – 200 с.
4. Батищев Д.И. Методы оптимального проектирования / Д.И. Батищев // – М.: Радио и связь, 1984. – 248 с.
5. Исследование операций: В 2-х томах. Пер. с англ. / Под редакцией Дж.Мудера, С. Элмаграби. – М.: Мир, 1981.–Т. 1: Математические основы и математические методы. –712 с.
6. Свідоство про реєстрацію авторського права на твір № 45058 від 06.08.2012. Комп'ютерна програма «Прийняття рішень у задачах залізничного транспорту з використанням методу експертних оцінок» / Горбунов М.М., Ковтанець М.В., Кравченко К.О., Просвірова О.В.
7. Венделин А.Г. Подготовка и принятие управленческого решения / Венделин А.Г. // – М.: Экономика, 1992. – 149 с.
8. Голосовский С.И. Эффективность научных исследований в промышленности / С.И. Голосовский // – М.: Экономика, 1986. – 160 с.
9. Крамской Д.Ю. Модели распределения ресурсов между инновационными проектами / Д.Ю. Крамской, Е.Н. Терещенко, А.Ю Крамской // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ" : Технічний прогрес та ефективність виробництва №5 - Вестник НТУ "ХПИ", 2009. – С. 142 – 149.
10. Экономико-математические методы и прикладные модели / В.В. Федосеев, А.Н. Гармаш, Д.М. Дайнтбегов и др.; Под ред. В.В. Федосеева. – М.: ЮНИТИ, 2001. – 391 с.

References

1. Bar Boris. Modeli, algoritmi i programi inzhenerii znan' dlja priijnjattja rishen' v umovah imovirnisnih danih /Boris Bar/ Avtoref. dis... kand. tehn.: 01.0.5.04; Nacional'nij aerokosmichnij universitet imeni M.S. Zhukovskogo "HAI", Harkiv, 2000 - 26 s.
2. Topal A.S. Modeli ta metodi avtomatizovanoi pidtrimki priijnjattja rishen' shhodo tehnologichnoi pidgotovki skladal'nogo virobniictva v litakobuduvanni / A.S. Topal // Avtoref. dis... kand. tehn.: 05.13.06; Nacional'nij aerokosmichnij universitet im. M.S. Zhukovskogo „HAI”. Harkiv, 2006.
3. Larichev O.I. Nauka i iskusstvo prinjatija reshenij / O.I. Larichev / – М.: Nauka, 1979 – 200 s.
4. Batishev D.I. Metody optimal'nogo proektirovanija / D.I. Batishev // – М.: Radio i svjaz', 1984. – 248 s.
5. Issledovanie operacij: V 2-h tomah. Per. s angl. / Pod redakciej Dzh.Moudera, S. Jelmagrabi. – М.: Mir, 1981.– Т. 1: Matematicheskie osnovy i matematicheskie metody. –712 s.
6. Certificate of registration of copyright on work № 45058 from 06.08.2012. Computer program "decision-Making in problems of railway transport with the use of expert evaluation method" / Gorbunov N. I. Kovtanets M.V., Kravchenko K.A., Prosvirova O.V.
7. Vendelin A.G. Podgotovka i prinjatje upravlencheskogo reshenija / Vendelin A.G. // – М.: Jekonomika, 1992. – 149 s.
8. Golosovskij S.I. Jeffektivnost' nauchnyh issledovanij v promyshlennosti / S.I. Golosovskij // – М.: Jekonomika, 1986. – 160 s.
9. Kramskoj D.Ju. Modeli raspredelenija resursov mezhdru innovacionnymi proektami / D.Ju. Kramskoj, E.N. Tereshhenko, A.Ju Kramskoj // Sbornik nauchnyh trudov "Vestnik NTU "HPI" : Tehnichnij progres ta effektivnist' virobniictva №5 - Vestnik NTU "HPI", 2009. – S. 142 – 149.
10. Jekonomiko-matematicheskie metody i prikladnye modeli / V.V. Fedoseev, A.N. Garmash, D.M. Dajntbegov i dr.; Pod red. V.V. Fedoseeva. – М.: JuNITI, 2001. – 391 s.

Горбунов Н.И., Герлицы Ю., Кравченко Е.А., Лак Т., Просвірова О.В. Оценка методов повышения эксплуатационных характеристик железнодорожных тормозных систем.

Рассмотрена проблема безопасности движения на железнодорожном транспорте. Влияние работы трения элементов тормозной системы на эффективность торможения оценивается. Температура в зоне контакта колодки с диском или колодками с колеса оказывает существенное влияние на фрикционные элементы тормоза. Важным фактором в достижении максимальной мощности торможения является контроль температуры в контакте. Анализ методов и конструкций для отвода тепла от фрикционных элементов осуществляется.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, торможение, экспертное оценивание, фрикционное взаимодействие, дисковый тормоз, энергоэффективность.

Gorbunov M., Gerlici J., Kravchenko K., Lack T., Prosvirova O. Evaluation of methods to improve operational characteristics of rail brake systems.

The problem of traffic safety on railway transport is discussed. The influence of the work of the friction elements of the braking system on braking performance is evaluated. The temperature in the contact of the pads with the disk or pads with the wheel has significant influence on the friction brake elements. Important factor in achieving maximum braking

power is the control of the temperature in the contact. The analysis of methods and designs for heat dissipation from contact friction elements is carried out.

Key words: rail transport, braking, expert evaluation, friction interaction, disc brake, energy efficiency.

Горбунов М.І. – д.т.н., проф., завідувач кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, СНУ ім. В. Даля, м. Северодонецьк, Україна.

Герлиці Ю. – д.т.н., проф., професор Жилінського університету, м. Жиліна, Словаччина

Кравченко К.О. – к.т.н., доц., доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, СНУ ім. В. Даля, м. Северодонецьк, Україна.

Лак Т. – д.т.н., проф., професор Жилінського університету, м. Жиліна, Словаччина

Просвірова О.В. – старший викладач кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, СНУ ім. В. Даля, м. Северодонецьк, Україна.

Рецензент: д.т.н., проф. **Соколов В.І.**

Стаття подана 05.03.2017

УДК 629.4.077:621.1.016.7: 546.26

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПОКРАЩЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАЛІЗНИЧНИХ ГАЛЬМ

Горбунов М.І., Герліці Ю., Просвірова О.В., Кравченко К.О.

ANALYSIS OF METHODS OF IMPROVING THE FRICTION CHARACTERISTICS OF RAILWAY BRAKES

Gorbunov M., Gerlici J., Prosvirova O., Kravchenko K.

Ефективність гальмових засобів є однією з найважливіших умов, які визначають можливість підвищення ваги та швидкості руху поїздів, пропускну і провізної спроможності залізних доріг. Від властивостей і стану гальмового обладнання рухомого складу в значній мірі залежить безпека руху. Згідно з пріоритетними напрямками розвитку міжнародної залізничної системи розроблена система методів підвищення енергоефективності та безпеки руху за рахунок управління фрикційною передачею «колесо-рейка», управління трибологічними і теплофізичними процесами фрикційних елементів гальм. Запобігання юзу, надійність екстреного гальмування, забезпечення стабільного коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою - важливі завдання, вирішення яких сприятиме значному зниженню ризику виникнення аварійних ситуацій, що призводять до негативних екологічних наслідків. Методологія запропонованих інноваційних методів управління температурою гальмових фрикційних поверхонь сприятиме подальшому розвитку високошвидкісного руху локомотивів.

Ключові слова: залізничний транспорт, гальмування, експертне оцінювання, фрикційна взаємодія, дискове гальмо, енергоефективність.

Вступ. Гальмівна система являє собою складну технічну систему, якість функціонування якої визначається багатьма критеріями: функціональними, надійнісними, вартісними, енергетичними, ресурсними, тимчасовими, технічними, соціальними, екологічними і т. д. Створення гальмівних елементів є багатокритеріальною, статистичною, недетермінованою задачею прийняття рішення. Від стабільно працюючої гальмівної системи в значній мірі залежить безпека руху транспортного засобу. Температура в контакті трибологічних елементів чинить значний вплив на гальмівну ефективність. При взаємодії гальмівних елементів значно зростає температура в зоні контакту, при тривалих гальмуваннях це призводить до підвищеного зносу і передчасного виникнення тріщин. Для конструкторів і експлуатаційни-

ків стоїть завдання розробки нових конструкцій гальмівних елементів, які дозволяють управляти температурою в контакті, підтримувати оптимальний коефіцієнт тертя, забезпечувати високу зносостійкість поверхонь тертя. Встановлення принципів стратегічного розвитку залізничного транспорту – складна багаторівнева задача, вирішенням якої займаються провідні світові фахівці. Відповідність напряму дослідження пріоритетам стратегічного розвитку в значній мірі визначає його перспективи розвитку та впровадження у виробництво.

Мета статті – подання перспективних методів підвищення ефективності роботи гальмового обладнання управлінням температурою фрикційних поверхонь.

Виклад основного матеріалу дослідження. На основі проведеного комплексного аналізу експериментальних та теоретичних досліджень, висвітленого в роботах [1, 2], визначено, що однією з найважливіших проблем гальмових пристроїв є підтримання поверхневих температур їх пар тертя в певних межах. Перевищення допустимих температур фрикційних поверхонь призводить до втрати ними зносо-фрикційних властивостей, спостерігається дестабілізація експлуатаційних параметрів (динамічного коефіцієнта тертя, гальмового моменту, механічних і теплових деформацій, зносу і т.д.) гальмових пристроїв. Зважаючи на це, доцільно для забезпечення вимог щодо стабілізації температури фрикційної пари гальм застосовувати нові перспективні методи адаптивного охолодження, керування вентиляцією та самовентиляцією гальм.

Міжнародний союз залізниць (МСЗ) - міжнародна організація, що об'єднує національні залізничні компанії більш ніж восьмидесяти країн з метою спільного вирішення завдань в області розвитку залізничного транспорту. На 83-й генеральній асамблеї МСЗ намічені наступні стратегічні принципи ро-

звитку світової залізничної системи на перспективу до 2050 року.

Відштовхуючись від намічених принципів, проведено спільне дослідження наукових організацій-учасників з метою визначення пріоритетних напрямів наукових досліджень, розробка яких буде сприяти ефективному розвитку залізничного транспорту.

Внаслідок різноманіття принципів розвитку членами МСЗ створено деталізований список напрямів досліджень, структурований за допомогою кластерів.

Скориставшись методом експертного оцінювання, в рамках дослідження МСЗ проведена обробка близько ста анкет опитування галузевих наукових працівників з країн-учасників дослідження, які представляють індивідуальний дослідницький досвід поряд з досвідом вирішення конкретних завдань залізничної галузі в своїх державах.

Аналіз результатів експертного опитування показав, що найбільш затребуваними виявилися напрямки:

1. Стійка конструкція рухомого складу (кластер «Рухомий склад»).
2. Безпека руху та особиста безпека пасажирів (кластер «Система як єдине ціле»).
3. Технології для моніторингу шляху рухомого складу і сумісність (кластер «Інфраструктура»).
4. Розробка нових матеріалів і технологій для інфраструктури (кластер «Інфраструктура»).
5. Нові матеріали і виробничі процеси для рухомого складу (кластер «Рухомий склад»).
6. Взаємодія в системі колесо-рейка (кластер «Інфраструктура»).

Аналізуючи 6 найбільш пріоритетних напрямів досліджень, можна виділити закономірність з найбільшою концентрацією і затребуваністю напрямків у рамках наукових кластерів «Інфраструктура» та «Рухомий склад». Експерти-фахівці визначають надійну і безпечну роботу інфраструктури та рухомого складу як основу ефективного функціонування залізничного транспортного комплексу.

Ефективність гальмових засобів є однією з найважливіших умов, які визначають можливість підвищення ваги та швидкості руху поїздів, пропускну і провізної спроможності залізних доріг. Від властивостей і стану гальмового обладнання рухомого складу в значній мірі залежить безпека руху.

У зв'язку з постійним підвищенням швидкостей руху поїздів пред'являються високі вимоги до гальмових засобів. Застосування відомої конструкції колодкового гальма, яка передбачає взаємодію гальмової колодки з поверхнею катання коліс, обмежене границями їх допустимого нагріву. Використання дискових гальм набуває все більшого поширення, адже потрібна гальмова потужність не досягається за допомогою колодкових гальм. Використання колодкових гальм на високих швидкостях також є небажаним через те, що дуже суттєво збільшується знос коліс.

У процесі експлуатації поверхні катання й гребені ходових коліс взаємодіють із рейками, а у випадку колодкового гальмування - і з колодками на гальмових осях. Внаслідок цього обидві пари тертя взаємно впливають на процес зношування коліс і рейок, на формування контактної зони між ними й рівень контактних напружень, що виникають, і, отже, на сили зчеплення, що визначають величину тягових і гальмових зусиль рухомого складу.

Для підвищення ефективності гальмування рейкового рухомого складу необхідно створити гальмовими пристроями достатню гальмову потужність і забезпечити стійке зчеплення коліс із рейками. Керування температурою в парі тертя є одним із перспективних методів підвищення ефективності гальмування.

На основі аналізу провідних сучасних досліджень та патентів технічних рішень, спрямованих на удосконалення фрикційних властивостей гальмових засобів, розроблена наступна класифікація способів реалізації терморегулюючої і енергорозсіювальної функцій в гальмових системах.

1. Терморегулювання засноване на поглинанні чи виділенні теплоти металевими або неметалевими фрикційними елементами гальмових пристроїв. У цьому випадку можуть бути використані:

1.1. Хімічні реакції стосовно матеріалів фрикційних накладок з виділенням або поглинанням теплоти.

1.2. Ефекти виділення і поглинання енергії при зміні агрегатного стану фрикційних елементів (плавлення, випаровування, сублімація, кристалізація та ін.).

1.3. Фізичні властивості матеріалів фрикційних елементів, що забезпечують високу тепловіддачу.

2. Терморегулювання засноване на відводі теплоти назовні від пар тертя фрикційних елементів.

2.1. Вентиляція і самовентиляція.

2.2. Відведення теплоти спеціальними охолоджуючими елементами.

Відвід теплової енергії із зони фрикційного контакту елементів дискового гальма сприяє підвищенню стабільності гальмових характеристик.

Для визначення найбільш ефективного методу підвищення терморегулюючої і енергорозсіювальної спроможності в гальмових системах, використана інтелектуальна підтримка прийняття рішень, заснована на розробленому автором програмному забезпеченні з обробки результатів експертного оцінювання [4]. Опитування компетентних експертів-фахівців у даній області знань дозволило визначити найбільш перспективні методи удосконалення гальмової фрикційної системи з метою підвищення ефективності гальмування керуванням температурою в парі тертя. Аналіз результатів обробки експертних даних свідчить, що за оцінками експертів найбільш ефективними методами є охолодження фрикційного контакту, удосконалення вентиляційного апарату дискових гальм.

Зазначене завдання можливо виконати тільки на основі нових науково-технічних рішень в галузі гальмового обладнання, що дозволять створити систему примусового охолодження дискового гальма, яка забезпечить ефективні характеристики процесу охолодження, буде мати прийнятні масо-габаритні і протипожежні показники та істотно зменшить залежність коефіцієнта тертя від температури, що генерується в зоні контакту робочих елементів при гальмуванні.

Авторами пропонується декілька способів вирішення цієї задачі, один з яких полягає в тому, що при гальмуванні в зону контакту пари тертя вводиться активне газоподібне середовище [5]. Для цього конструкцію гальмівної колодки забезпечено вставками з газоутворюючих матеріалів – порофорів. При гальмуванні залізничного рухомого складу колодки притискаються до колеса або диску. Температура в трибопарі підвищується. Під дією температури в колодці починається процес термічного розкладання елементів колодки порофорів, що приводить до виділення з великою швидкістю значної кількості газових продуктів. Одним з основних продуктів розкладу є газ – азот, який взаємодіє з тонкими поверхневими шарами фрикційних вузлів. Це позитивно впливає на фрикційні властивості пари тертя – підвищує коефіцієнт зчеплення, різко змінює і стабілізує поверхню матеріалів, тим самим підвищуючи їх довговічність та зносостійкість.

Також проблема охолодження фрикційної пари, підвищення ефективності способу гальмування локомотива та обладнання для його здійснення може бути вирішена шляхом ефективного використання стисненого повітря [6], яке стравлюється з гальмівного циліндру, та сприяє охолодженню гальмових фрикційних поверхонь, віднесення продуктів фрикційного зносу від трибопари.

Для цього стиснене повітря з гальмівного циліндру через розподільник повітря та зворотний клапан стравлюється в сиффон, при наступному гальмуванні спрацьовує регульований клапан, який пов'язує гальмову колодку з сиффоном, за допомогою якого акумульоване повітря по гумовому трубопроводу через виконані в гальмівній колодці отвори та жолобоподібні канали подається в зону контакту фрикційних поверхонь, охолоджує його і відносить продукти зносу у довкілля.

Висновки. За результатами намічених стратегічних принципів розвитку світової залізничної системи, аналізу експертного опитування фахівців дослідних організацій у сфері залізничного транспорту, підвищення ефективності роботи гальмового обладнання є одним з найважливіших факторів для підвищення швидкостей руху, безпеки та енергоефективності залізничного транспорту. Методологія запропонованих інноваційних методів управління температурою гальмових фрикційних поверхонь сприятиме подальшому розвитку високошвидкісного руху локомотивів. Ці методи відрізняються новизною розроблених рішень, представляють теоретич-

ну та практичну цінність в напрямку вдосконалення експлуатаційних характеристик гальм, що матиме велике значення в стратегічному розвитку залізничного транспорту в цілому.

Л і т е р а т у р а

1. Горбунов М.І. Аналіз технічних рішень по підвищенню енергоспоживної спроможності елементів гальмових систем / М.І. Горбунов, К.О. Кравченко, О.В. Просвірова // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: в 2 - х ч. Ч.1. – Луганськ: СХУ ім. В. Даля, 2013 – № 18(207) – С. 57-61.
2. Горбунов М.І. Технічні рішення по стабілізації температури фрикційних елементів гальм / М.І. Горбунов, К.О. Кравченко, О.С. Ноженко, О.В. Просвірова // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля:– Луганськ: СХУ ім. В. Даля, 2013 – № 4(193) – С. 68 – 72.
3. Лapidус Б.М. Приоритетные направления железнодорожных исследований в рамках глобальной экономики / Б.М. Лapidус // Бюллетень ОУС ОАО «РЖД». №5, 2013. – С. 1-10.
4. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 45058 від 06.08.2012. Комп'ютерна програма «Прийняття рішень у задачах залізничного транспорту з використанням методу експертних оцінок» / Горбунов М.М., Ковтанець М.В., Кравченко К.О., Просвірова О.В.
5. Пат. 91595 Україна МПК (2014.01): F16D 69/00. Спосіб взаємодії гальмівної колодки із колесом залізничного транспортного засобу / Горбунов М.І., Кравченко К.О., Ноженко В.С., Просвірова О.В.; заявник і власник СХУ ім. В.Даля. – опубл. 10.07.2014, бюл. № 13/2014.
6. Пат. 109064 Україна МПК (2015.01): B61H 1/00, F16D 65/04 (2006.01), F16J 3/00. Спосіб гальмування локомотива та система для його здійснення / Горбунов М.І., Кравченко К.О., Просвірова О.В., Слюсарєва Л.О.; заявник і власник СХУ ім. В.Даля. – опубл. 10.07.2015, бюл. № 13/2015.
7. Горбунов Н.И. Методология инновационного развития железнодорожного транспорта / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, Р.Ю. Дёмин // Вісник СХУ ім. В. Даля. – 2014. – № 3 (210). – С. 22-28.

References

1. Gorbunov N.I., Kravchenko K.A., Prosvirova O.V. Analiz tekhnichnykh rishen po pidvyschennyu enehorozsivuyuchoyi spromozhnosti elementiv halmovnykh system [Analysis of technical solutions to improve energoresurs ability of braking systems] / Vestnik of East-Ukrainian national University named after Volodymyr Dahl: in 2 p. p. 1. No. 18(207). Lugansk, VDEUNU, 2013. P. 57-61.
2. Gorbunov N.I., Kravchenko K.A., Nozhenko O.S., Prosvirova O.V. Tekhnichni rishennya po stabilizatsiyi temperatury fryktsiynykh elementiv halm [Technical solutions for temperature stabilization of the friction elements of the brakes] / Gorbunov M. I., K. A. Kravchenko, A. S. Nozhenko, A. V. Prosvirov // Vestnik of East-Ukrainian national University named after Volodymyr Dahl No. 4(193). Lugansk, VDEUNU, 2013. P. 68 – 72.
3. Lapidus B.M. Prioritetnye napravlenyya zheleznodorozhnykh issledovaniy v ramkakh globalnoj

- ekonomiki [Priority directions of railway research in the global economy] / Lapidus B.M. // [Bulletin of the ous JSC RZD]. No. 5, 2013. – S. 1-10.
4. Gorbunov N.I., Kovtanets M.V., Kravchenko K.A., Prosvirova O.V. Komp'yuterna prohrama «Pryynyattya rishen u zadachakh zaliznychnoho transportu z vykorystanniam metodu ekspertnykh otsinok» [The computer program "decision Making in problems of railway transport with the use of expert evaluation method"]. The certificate of copyright registration UA, no. 45058, 2012
 5. Gorbunov N.I., Kravchenko K.A., Nozhenko V.S., Prosvirova O.V. Sposib vzayemodiyi halmivnoyi kolodky iz kolesom zaliznychnoho transportnoho zasobu [The method of interaction of the brake pads with the wheel of the rail vehicle] Patent UA, no. 91595, 2014.
 6. Gorbunov N.I., Kravchenko K.A., Prosvirova O.V., Slusareva L.A. Sposib halmuvannya lokomotyva ta sistema dlya yoho zdiysnennya [The method of braking a locomotive and system for its implementation] Patent UA, no. 109064, 2015.
 7. Gorbunov N.I., Kovtanets M.V., Dyomin R.Y. Metodologiya innovatsionnogo rozvitiya zheleznodorozhnoho transporta [Methodology of railway transport innovative development] / Vestnik of East-Ukrainian national University named after Volodymyr Dahl No. 3(210). Lugansk, VDEUNU, 2014. P. 57-61.

Горбунов Н.И., Герлиці Ю., Провірова О.В., Кравченко Е.А. Анализ методов улучшения фрикционных характеристик железнодорожных тормозов.

Эффективность тормозных средств является одним из важнейших условий, определяющих возможность повышения веса и скорости движения поездов, пропускной и провозной способности железных дорог. От свойств и состояния тормозного оборудования подвижного состава в значительной степени зависит безопасность движения. В соответствии с приоритетными направлениями развития международной железнодорожной системы разработана система методов повышения энергоэффективности и безопасности движения за счет управления фрикционной передачей «колесо-рельс», управления трибологическими и теплофизическими процессами фрикционных элементов тормозов. Предотвращение юза, надежность экстренного торможения, обеспечения стабильного коэффициента сцепления колеса с рельсом - важные задачи, решение которых способствует значительному снижению риска возникновения аварийных ситуаций, приводящих к негативным экологическим последствиям. Методология предложенных инновационных методов управления температурой тормозных фрикционных поверхностей будет способствовать дальнейшему развитию высокоскоростного движения локомотивов.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, торможение, экспертное оценивание, фрикционное взаимодействие, дисковый тормоз, энергоэффективность.

Gorbunov M., Gerlici J., Prosvirova O., Kravchenko K. Analysis of methods of improving the friction characteristics of railway brakes.

The paper provides the analysis of the strategic principles for the development of railway transport, established by the International Union of Railways. Based on the expert evaluation the most significant clusters of research areas were highlighted. The braking means is one of the most important conditions that determine the possibility of increasing the weight and speed of trains, capacity and carrying capacity of Railways. From the properties and state of the braking equipment of the rolling stock depends largely on traffic safety. In accordance with priority directions of development of international railway systems was developed a system of methods for increasing the efficiency and traffic safety by controlling the friction transmission "wheel-rail", control tribological and thermophysical processes of the friction elements of the brakes. Prevent skidding and reliability of the emergency braking, to ensure stable cohesion coefficient of wheel and rail, is an important task, the solution of which contributes to a significant reduction in the risk of accidents leading to negative environmental consequences. The methodology proposed innovative methods to manage the temperature of the brake friction surfaces will contribute to the further development of high-speed locomotives.

Key words: rail transport, braking, expert evaluation, friction interaction, disc brake, energy efficiency.

Горбунов М.І. – д.т.н., проф., завідувач кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, СНУ ім. В. Даля, м. Северодонецьк, Україна.

Герлиці Ю. – д.т.н., проф., професор Жилінського університету, м. Жиліна, Словаччина

Провірова О.В. – старший викладач кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, СНУ ім. В. Даля, м. Северодонецьк, Україна.

Кравченко К.О. – к.т.н., доц., доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, СНУ ім. В. Даля, м. Северодонецьк, Україна.

Рецензент: д.т.н., проф. **Соколов В.І.**

Стаття подана 05.03.2017

УДК 656.13

ПРО ВПЛИВ ЧАСУ РЕАКЦІЇ ВОДІЯ НА ЙМОВІРНІСТЬ СКОЄННЯ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНОЇ ПРИГОДИ

Гюльєв Н.У.

INFLUENCE DRIVER'S REACTION TIME WITH POSSIBILITY COMMIT TRAFFIC ACCIDENTS

Gyulyev N.

У статті розглянуті питання, пов'язані з впливом тривалості транспортних заторів на рівень стомлення і час реакції водіїв різних темпераментів, від яких значною мірою залежить ймовірність скоєння дорожньо-транспортних пригод на елементах транспортної мережі. Розроблено регресійна модель впливу дорожнього затору на час реакції водія. Представлені результати деяких досліджень впливу вихідних станів водіїв різних темпераментів на час їх реакції, від яких залежить безпека дорожнього руху. Графічно показані зміни часу реакції водіїв в період перебування у транспортному заторі.

Ключові слова: транспортний затор, рівень стомлення, час реакції, темперамент, дорожньо-транспортна пригода.

Вступ. Основне завдання транспортної системи полягає у своєчасній доставці пасажирів і вантажів до місць призначення з дотриманням безпеки дорожнього руху. Безпека і надійність роботи транспортної системи залежить від безперервної, якісної роботи всіх її елементів. У більш ніж в 70% випадків, збоїв і відмови в цій системі відбуваються з вини водія. Тому при проектуванні транспортної системи та розробці технології дорожнього руху особлива увага повинна бути приділена психофізіології водія і особливостям його діяльності.

Постановка проблеми. При виконанні своїх завдань водій постійно стикається з перешкодами, які гальмують і знижують ефективність його діяльності. Однією з важливих таких проблем для водія є транспортний затор, який виникає через перевищення інтенсивності дорожнього руху над пропускною здатністю вулиць і доріг. Затори та дорожні пробки сприяють зростанню психоемоційної напруженості водіїв, яка призводить до тимчасового розладу їх деяких психофізіологічних функцій [1–4]. Затори та черги на дільницях транспортної мережі міста можуть з'являтися також і внаслідок порушення або застосування неправильної технології організації

дорожнього руху. Перебування в транспортному заторі чинить негативний вплив на психофізіологію водія, призводить до підвищення рівня його стомлення, зростання часу реакції і до підвищення ймовірності скоєння дорожньо-транспортної пригоди (ДТП) [5, 6].

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Дослідження в області організації і безпеки дорожнього руху проводило безліч дослідників. В роботі [5] питання організації дорожнього руху розглянуті з урахуванням інтенсивності, швидкості та пропускної здатності доріг

В роботі [7] розглядався вплив швидкості на час реакції водія. Наявність зв'язку між транспортним затором, виникненням стресу у водія і його поведінки встановили автори робіт [6, 8].

Такі якості водія як час реакції водія, стаж роботи, темперамент у своїх дослідженнях розглядали автори робіт [6, 9, 10].

Дослідники проводили вимірювання часу реакції водіїв різними методами і в різних ситуаціях [11, 12]. Перебування в транспортному заторі негативно впливає на психофізіологічні якості водія. Зростання емоційної напруженості призводить до тимчасового розладу деяких його психічних функцій, збільшуючи час реакції [13–17].

Однак в цих роботах не в повній мірі розглядалося вплив транспортних заторів на час реакції водіїв і ймовірність виникнення ДТП.

Мета статті. Для оцінки впливу часу реакції водія на ймовірність скоєння дорожньо-транспортної пригоди необхідно досліджувати вплив транспортних заторів на рівень стомлення і час реакції водіїв різних темпераментів

Результати досліджень. Реакції бувають прості і складні. Проста реакція полягає в швидкому дії на задалегідь відомий подразник. Складна реакція пов'язана з вибором правильної дії з кількох альтернативних. Розрізняють прихований (латент-

ний) і моторний періоди будь-якої реакції. Латентний період – це час від початку появи подразника до моменту реагування на нього. Моторний період – це час виконання відповідної дії. Для роботи водія величезну роль має латентний період складної реакції. Його тривалість залежить від досвіду і навичок водія, його стану, від дорожньої обстановки та індивідуально-психологічних особливостей. Складна реакція вимагає значно більше часу, ніж проста. Час реакції залежить від напруги уваги водія. Раптова поява небезпеки значно збільшує час реакції. За умови, коли водій має запас часу для підготовки і виконання маневру, то час реакції приймають рівною 0,75 с, а якщо небезпека з’являється несподівано – 1,5 с [1].

Для складання регресійної моделі впливу транспортного затору на рівень стомлення водія і на час його реакції були проведені відповідні дослідження. При цьому вимірювався рівень стомлення і час реакції водіїв до і після транспортного затору. Рівень стомлення водія оцінювався шляхом математичного аналізу серцевого ритму водія і визначення показника активності регуляторних систем за методом проф. Баєвського Р.М. [18].

При розробці моделі були використані відомі методи статистики і регресійного аналізу.

Для проведення досліджень з оцінки впливу транспортного затору на час реакції були відібрані водії всіх темпераментів: холерик, сангвінік, флегматик і меланхолік.

Розроблена модель має такий вигляд:

$$\Delta T_p = 0,029 + 0,022 \cdot (P_{cx} - P_{cn})^2, \quad (1)$$

де ΔT_p – змінювання часу реакції водія, с;

P_{cx} – рівень стомлення при виході із транспортного затору, бали;

P_{cn} – рівень стомлення при вході в транспортний затор, бали.

Результати досліджень деяких найбільш типових варіантів для тридцятирічних водіїв наведено на рис. 1–4.

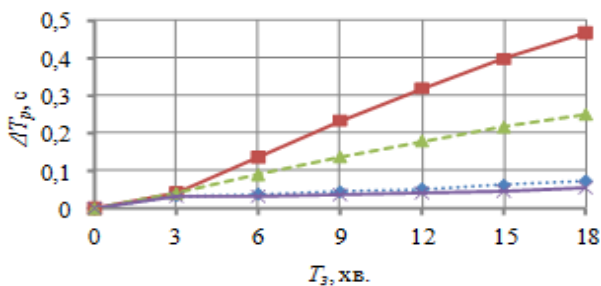


Рис. 1. Залежність змінювання часу реакції водіїв (вік 30 років) у заторі при $P_{cn} = 2$:

◆ – меланхолік; ■ – холерик; ▲ – сангвінік; × – флегматик

Як зрозуміло з рис.1, при $P_{cn} = 2$ бали час реакції в транспортному заторі збільшується у тридцятирічних водіїв усіх темпераментів. До кінця транспортного затору відповідне змінювання часу реакції у них буде таким: у водія-холерика – 0,47 с, у водія-сангвініка – 0,25 с, у водія-флегматика – 0,05 с і у водія-меланхоліка – 0,07 с.

При $P_{cn} = 4$ бали змінювання часу реакції водіїв тридцяти років у транспортному заторі відбувається так (Рис.2): у водіїв усіх темпераментів до третьої хвилини затору час реакції трохи збільшується, а до шостої хвилини він стабілізується. Потім час реакції у них зростає, а відповідне змінювання цього часу у водія-холерика становить 0,2 с, у водія-сангвініка – 0,12 с, у водія-меланхоліка – 0,06 с і у водія-флегматика – 0,05 с.

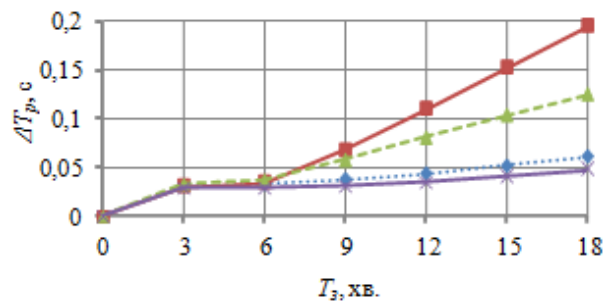


Рис. 2. Залежність змінювання часу реакції водіїв (вік 30 років) у заторі при $P_{cn} = 4$:

◆ – меланхолік; ■ – холерик; ▲ – сангвінік; × – флегматик

Якщо рівень стомлення на початку затору становить п’ять балів, то у водіїв змінювання часу реакції в заторі відбувається наступним чином (Рис.3): у водіїв усіх темпераментів до третьої хвилини затору час реакції трохи збільшується, до шостої хвилини дещо знижується час реакції водія-холерика і водія-сангвініка. Потім час реакції у них зростає, а змінювання цього часу у холерика становить 0,13 с, у сангвініка – 0,09 с, у меланхоліка – 0,05 с і у флегматика – 0,04 с.

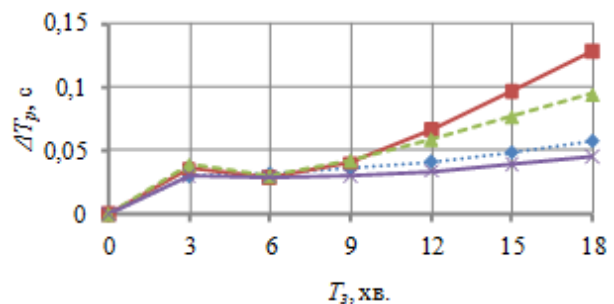


Рис. 3. Залежність змінювання часу реакції водіїв (вік 30 років) у заторі при $P_{cn} = 5$:

◆ – меланхолік; ■ – холерик; ▲ – сангвінік; × – флегматик

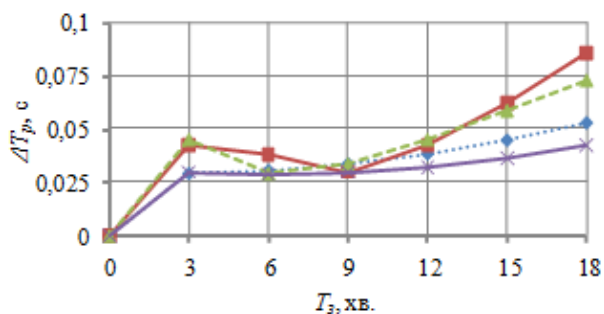


Рис. 4. Залежність змінювання часу реакції водіїв (вік 30 років) у заторі при $P_{cr} = 6$:

♦♦ – меланхолік; ■ – холерик; ▲ – сангвінік; × – флегматик

При $P_{cr} = 6$ балів час реакції водіїв у транспортному заторі до третьої хвилини збільшується, сягаючи у водія-холерика і у водія-сангвініка 0,045 с, у водія-меланхоліка і у водія-флегматика – 0,03 с (Рис.4). Час реакції у водія-сангвініка до шостої хвилини перебування в заторі дещо зніжується, що спостерігається і у водія-холерика до дев'ятої хвилини. Далі час реакції водіїв зростає, сягаючи наприкінці затору у водія-холерика 0,09 с, у водія-сангвініка – 0,07 с, у меланхоліка – 0,05 с і у флегматика – 0,04 с.

Раніше проведені дослідження показали, що під час перебування в другому транспортному заторі у водіїв збільшився час реакції в порівнянні з першим в середньому від 0,1 с до 0,5 с [10].

Збільшення часу реакції водія на 0,1 с призводить до збільшення динамічного габариту автомобіля на 1,67 м

Численними дослідженнями наслідків дорожньо-транспортних пригод встановлено, що в 70% випадків після наїзду на пішохода, автомобіль проїздив не більше 1 метра [1]. Звідси впливає необхідність і важливість заходів щодо скорочення часу реакції водія і динамічного габариту автомобіля.

Висновок. Зміна часу реакції водіїв у транспортному заторі значною мірою залежить від їх початкового стану і віку. Водії різних темпераментів по-різному реагують на тривалість транспортного затору.

При розробці технології організації дорожнього руху необхідно враховувати отримані результати досліджень, від яких залежить час реакції водія і ймовірність скоєння дорожньо-транспортної пригоди.

Подальші дослідження потрібно проводити з метою визначення впливу тривалості транспортного затору і часу його реакції на прийняття водієм адекватної стратегії поведінки після виходу з затору.

Література

1. Мишурич В. М. Психологічне основи праці водіїв автомобілей: учеб. Пособие / В. М. Мишурич, А. Н. Романов, Н. А. Игнатов. – М. : МАДИ, 1982. – 254 с.

2. Вайсман А. И. Основные проблемы гигиены труда водителя состава автотранспорта: автореф. дис. ... д-ра мед. наук: 03.12.02 [Текст] / А. И. Вайсман ; – М., 1975. – 37 с.
3. Гюлев Н. У. Людський фактор і дорожні затори: монографія / Н. У. Гюлев; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2016. – 235 с.
4. Гюлев Н. У. Влияние времени простоя автомобиля в дорожном заторе на функциональное состояние водителя / Н. У. Гюлев // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2011. – Т.1/10(49). – С. 50–52.
5. Системологія на транспорті. Підручник у 5 кн./Під заг. ред. Дмитриченко М.Ф.– кн.IV: Організація дорожнього руху / Е. В.Гаврилов, М. Ф. Дмитриченко, В. К. Доля та ін. – Київ: Знання України, 2007 р.– 452 с.
6. Лобанов Е.М. Проектирование дорог и организация движения с учетом психофизиологии водителя / Е.М. Лобанов. – Москва : Транспорт, 1980. – 311 с.
7. Törnros, J. (1995). Effect of driving speed on reaction time during motorway driving. *Accident Analysis & Prevention*, 27(4), 435-442.
8. Hennessy, D. A., & Wiesenthal, D. L. (1997). The relationship between traffic congestion, driver stress and direct versus indirect coping behaviours. *Ergonomics*, 40(3), 348-361.
9. Гаврилов Э. В. Эргономика на автомобильном транспорте / Э. В. Гаврилов. – Киев : Техника, 1976. – 152 с.
10. Гюлев Н. У. Об изменении времени реакции водителя вследствие пребывания в транспортном заторе / Н.У. Гюлев // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 2011. – №2. – С. 117–120.
11. Jurecki, R. S., & Stanczyk, T. L. (2011). The test methods and the reaction time of drivers. *Eksplatacja i Niezawodnosc-Maintenance and Reliability*, (3), 84-91.
12. Stańczyk, T. L., Lozia, Z., Pieniżek, W., & Jurecki, R. S. (2010). Badania reakcji kierowców w symulowanych sytuacjach wypadkowych. *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów/Politechnika Warszawska*, 27-52.
13. Lagarde E. Emotional stress and traffic accidents: the impact of separation and divorce / E. Lagarde, J. F. Chastang, A. Gueguen, M. Coeuret-Pellicier, M. Chiron, S. Lafont // *Epidemiology*. – 2004. – № 15. – P. 762–766.
14. McGehee D. V. Driver reaction time in crash avoidance research: validation of a driving simulator study on a test track / D. V. McGehee, E. N. Mazzae, G. S. Baldwin // In Proceedings of the human factors and ergonomics society annual meeting. – 2000. – № 20. – Vol 44. – P. 3–320.
15. Philip P., Sagaspe P., Moore N., Taillard J., Charles A., Guilleminault C., Bioulac B.: Fatigue, sleep restriction and driving performance / Philip P., Sagaspe P., Moore N., Taillard J., Charles A., Guilleminault C., Bioulac B. // *Accident Analysis & Prevention*. – 2005. – Vol 37. – №3. – P. 473–478.
16. Muttart J. W. Evaluation of the influence of several variables upon driver perception response times. York, England / J. W. Muttart // In Proceedings of the 5th International Conference of the Institute of Traffic Accident Investigators. – 2001. – P. 116–129.
17. Abe G. The influence of alarm timing on braking response and driver trust in low speed driving / G. Abe, J. Richardson // *Safety Science*. – 2005. – Vol 43. – № 9. – P. 639 – 654.

18. Baevsky R. M. Mathematical analysis of cardiac rhythm changes under stress / R. M. Baevsky, O. N. Kirillov, S. Z. Kletschin. – Moscow: Science, 1984. – 222 p.

References

- Mishurin V. M. Psychophysiological bases auto-drivers working tomobiley: studies. Manual / V. M. Mishurin, A.N. Romanov, N.A Ignatov. – Moscow: MADI, 1982. – 254 p.
- Weissman A. I. Key issues driving health-ended vehicles: Author. dis. ... dr. med. sciences: 03.12.02 / A.I. Vaisman – Moscow, 1975. – 37 p.
- Gyulyev N. U. Human factors and road traffic: monograph / N. U. Gyulyev; O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv. – Kharkov, 2016. – 235 p.
- Gyulyev N. U. Influence of the idle time of a car in a traffic jam on the driver's functional state / N. U. Gyulyev // East European Journal of Advanced Technologies. – 2011. – Т.1 / 10 (49). – P. 50–52.
- Systematology transport. Textbook of 5 kN. / Under the total. yet. Dmytrychenko MF - kn.IV: traffic organization / E. V. Havrylov, M. F. Dmytrychenko, V. K. Dolya et al. – K.: Knowledge of Ukraine, 2007 – 452 p.
- Lobanov E. M. Road design and traffic management taking into account the psychophysiology of the driver / E. M. Lobanov. – Moscow: Transport, 1980. – 311 p.
- Törnros J. (1995). Effect of driving speed on reaction time during motorway driving. *Accident Analysis & Prevention*, 27(4), p. 435–442.
- Hennessy D. A., & Wiesenhal, D. L. (1997). The relationship between traffic congestion, driver stress and direct versus indirect coping behaviours. *Ergonomics*, 40(3), p. 348–361.
- Havrylov E. V. Ergonomics in road transport / E. V. Havrylov. – Kiev: Technique, 1976. – 152 p.
- Gyulyev N. U. To change the driver's reaction as a result of stay in congestion / N.U. Gyulev // Bulletin of the National Technical University "KPI". – 2011. – № 2. – p. 117–120.
- Jurecki, R. S., & Stanczyk, T. L. (2011). The test methods and the reaction time of drivers. *Eksploatacja i Niezawodnosc-Maintenance and Reliability*, (3), 84–91.
- Stańczyk, T. L., Lozia, Z., Pieniążek, W., & Jurecki, R. S. (2010). Badania reakcji kierowców w symulowanych sytuacjach wypadkowych. *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów/Politechnika Warszawska*, 27–52.
- Lagarde E. Emotional stress and traffic accidents: the impact of separation and divorce / E. Lagarde, J. F. Chastang, A. Gueguen, M. Coeuret-Pellicer, M. Chiron, S. Lafont // *Epidemiology*. – 2004. – № 15. – P. 762–766.
- McGehee D. V. Driver reaction time in crash avoidance research: validation of a driving simulator study on a test track / D. V. McGehee, E. N. Mazzae, G. S. Baldwin // In Proceedings of the human factors and ergonomics society annual meeting. – 2000. – № 20. – Vol 44. – P. 3–320.
- Philip P Fatigue, sleep restriction and driving performance / P/ Philip, P, Sagaspe, N. Moore, J. Taillard, A. Charles, C. Guilleminault, B. Bioulac // *Accident Analysis & Prevention*. – 2005. – Vol 37. – №3. – P. 473–478.
- Muttart J. W. Evaluation of the influence of several variables upon driver perception response times. York, England / J. W. Muttart // In Proceedings of the 5th International

Conference of the Institute of Traffic Accident Investigators. – 2001. – P. 116–129.

- Abe G. The influence of alarm timing on braking response and driver trust in low speed driving / G. Abe, J. Richardson // *Safety Science*. – 2005. – Vol 43. – № 9. – P. 639 – 654.
- Baevskiy R. M. Matematcheskiy analiz izmeneniy serdechnogo ritma pri stresse / R. M. Baevskiy, O. N. Kirillov, S. Z. Kletschin. – M.: Nauka, 1984. – 222 p.

Гюлев Н.У. О влиянии времени реакции водителя на вероятность совершения дорожно-транспортного происшествия.

В статье рассмотрены вопросы, связанные с влиянием продолжительности транспортных заторов на уровень утомления и время реакции водителей различных темпераментов, от которых в значительной степени зависит вероятность совершения дорожно-транспортных происшествий на элементах транспортной сети. Разработана регрессионная модель влияния дорожного затора на время реакции водителя. Представлены результаты некоторых исследований влияния исходных состояний водителей различных темпераментов на время их реакции, от которых зависит безопасность дорожного движения. Графически показаны изменения времени реакции водителей в период пребывания в транспортном заторе.

Ключевые слова: транспортный затор, уровень утомления, время реакции, темперамент, дорожно-транспортное происшествие.

Gyulyev N. Influence driver's reaction time with possibility commit traffic accidents.

In the article the questions connected with the influence of congestion on the level of fatigue and the reaction time of the drivers of different temperaments, on which the likelihood of committing road accidents are largely dependent, are considered. However, the drivers for staying in the jam react differently. Therefore, attempts to predict the behavior of the driver and the time of his reaction based on averaged values lead to incorrect results. Based on the developed model, the results of some studies of the influence of the initial states of drivers of different temperaments on the time of their reaction on which road safety depends. It is noted that in the mash reaction time of the choleric driver increases more than in representatives of other temperaments. Least weakly reacts to the conditions of stay in the mash of phlegmatic.

Therefore, when developing the technology for organizing traffic, it is necessary to take into account the obtained regularities.

Keywords: traffic congestion, level of fatigue, reaction time, temperament, road traffic accident.

Гюлев Н.У. – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры транспортных систем и логистики Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова, e-mail: ngulev@mail.ru

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 05.03.2017

УДК 378.14.014.13

ФОРМИ Й МЕТОДИ ВИКЛАДАННЯ АКАДЕМІЧНОЇ ДИСЦИПЛІНИ «ТЕХНОЛОГІЯ МОРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ» ДЛЯ БАКАЛАВРІВ

Дрожжин О.Л., Тихоніна І.І.

THE FORMS AND METHODS OF ACADEMIC SUBJECT TEACHING «THE TECHNOLOGY OF TRANSPORTATION BY THE SHIPS» FOR BACHELORS

Drozhzhyn O., Tykhonina I.

Стаття присвячена формам й методам викладання вибіркової дисципліни «Технологія морських перевезень» які впроваджуються в Одеському Національному Морському Університеті для підготовки бакалаврів за напрямком «Транспортні технології». В роботі визначено місце зазначеного курсу в підготовці спеціалістів морської галузі і встановлено зв'язок з дисциплінами, передбачених Стандартом вищої освіти.

Ключові слова: транспорт, технологія, морські перевезення, судно, бакалавр

Вступ. Навчальна дисципліна «Технологія морських перевезень» є однією із спеціальних дисциплін в загальному циклі підготовки фахівців у галузі знань 0701 «Транспорт і транспортна інфраструктура» за спеціальністю 275 - Транспортні технології (на морському та річковому транспорті). Дисципліна є вибірковою, і викладається на 6-му семестрі навчання бакалаврів. Базовими для її вивчення є «Загальний курс транспорту», «Вантажні перевезення», «Експлуатація транспортних засобів», вивчення яких передбачено Стандартом вищої освіти. Оскільки зв'язок між назвою спеціальності і суттю зазначеної дисципліни є явним і зрозумілим, на нашу думку викладання «Технології морських перевезень» в межах окремої вибіркової дисципліни є доцільною і природною. Робоча і навчальна програми, методичне і навчальне забезпечення було підготовлено на профільній кафедрі «Морські перевезення» з врахуванням досвіду і специфіки. Загальній обсяг дисципліни становить 210 годин, чи 7,0 кредитів (за ECTS). Лекційний матеріал і практичні заняття розподілені у рівних пропорціях: на засвоєння теоретичного матеріалу відведено 52 години, і такий самий обсяг наданий на практичні заняття. На самостійну роботу студента передбачено 104 години. Під час вивчення дисципліни студенти виконують індиві-

дуальне науково-дослідне завдання - курсовий проєкт «Вантажний план морського судна», на який відводиться 30 годин. Контроль знань – диференційований залік (100-бальна система оцінювання).

Зв'язок з іншими дисциплінами. Першою задачею формування змістовної частини дисциплін елективного блоку, на наш погляд, є детальне вивчення тематики попередніх і паралельних курсів. Якісний аналіз дозволяє одночасно уникнути дублювання і ув'язати вже отримані студентами знання з стандартних дисциплін в контексті вибіркового курсу на новому рівні вивчення. Прикладом такої логіки є послідовне поглиблення знань є вивчення окремих питань, наприклад з небезпечних вантажів:

1. Поняття і класифікація хімічно небезпечних речовин і сполук («Хімія», перший курс бакалаврату);

2. Транспортні характеристики небезпечних вантажів, умови зберігання, тара і пакування, та інші («Вантажліхнаство», другий курс бакалаврату);

3. Технологія й умови пред'явлення небезпечних вантажів на судно з суміжних видів транспорту, вимоги до суден, які перевозять небезпечні вантажі, розміщення в судових приміщеннях; сумісність, сепарація, та інші («Технологія морських перевезень», третій курс бакалаврату).

Вкрай важливою на цьому етапі вважається діагностика знань з якими студенти приступають до навчання.

Звісно, що підготовка студентів, які приступили до навчання на базі освітньо-кваліфікаційного рівня «молодший спеціаліст» з навчальних закладів іншого профілю, більш орієнтовані на особливості інших видів транспорту (повітряний, залізничний, автомобільний), тому викладання для них потребує особливих методів, підходів і рівня деталізації.

Якість вивчення питань технології перевезень впливає на базовий рівень комплексних знань, з якими студенти приступають до вивчення дисциплін «Управління роботою флоту», «Інтермодальні перевезення».

Форми, методи, мотивація. Оскільки варіативні частини навчальних планів припускають організацію навчання на основі тих дисциплін, які сприяють формуванню професійних компетенцій реалізованих напрямів підготовки, розробка і реалізація основних освітніх програм на компетентнісній основі дозволяє істотно поглибити спеціалізовані компоненти шляхом включення дисциплін, об'єднаних в єдиний елективний модельний блок (ЕМБ). цим досягається велика глибина і спеціалізація напряму підготовки бакалавра, причому такі дисципліни виступають в ролі окремого інтегруючої і направляючої ланки в рамках конкретного напряму підготовки за відповідним профілем.

Нажаль, як свідчить практика, студентам третього курсу достатньо складно визначитися з програмою формування власного кар'єрного тренду. Багато з них орієнтовані на «легку дисципліну» чи лояльність викладача. Така практика призводить до безсистемності у змісті кредитного кошику, і знання, які отримані в результаті квапливого чи легко важкого вибору неможливо застосувати в жодній спеціальності на практиці.

Дієвою на нашу думку є презентація академічної дисципліни викладачем-лектором особисто і заздалегідь. Змістовно така презентація ув'язує елективну дисципліну в уяві студента з суміжними, вибірковими і нормативними, а також орієнтує на конкретні перспективи працевлаштування. На емоційному рівні студент сприймає таку презентацію як вираз поваги і відкритості викладача. Яскраво сприймаються презентації, які проводяться сумісно викладачем і фахівцем-практиком.

Програма навчальної дисципліни поділена на два змістовних модуля («Способі та засоби перевезення вантажів. Технологія перевезення генеральних вантажів» і «Технологія перевезень навалювальних та рідких вантажів») із загальною кількістю 15 тем.

Лекційні заняття покликані забезпечувати єдність навчання і фахового виховання при вивченні дисципліни і направляти самостійну роботу студентів. Поєднання лекцій реалізується в формі «логічного моста», який поєднує висновки з попереднього лекційного заняття, та формують передумови для вивчення наступного. Практика показує неефективність подачі теоретичного матеріалу на рівні лише визначень, формул і тез. За бажанням студент може звернутися до надрукованого чи електронного варіанту конспекту лекцій. Лекції в дисципліні «Технологія перевезень» поєднані з елементами дискусії (модератором якої виступає лектор) і подачею матеріалу так званої «віртуальної лабораторії» (ВЛ). Під ВЛ ми розуміємо візуальну передачу інформації мультимедійними засобами які складно уявити студентів усно, чи на рівні схем, таблиць і т.д. Оскільки

«технологія» в широкому сенсі являє сукупність методів та інструментів для досягнення бажаного результату, яка потребує застосування наукового знання для вирішення практичних завдань, в контексті викладання зазначеної дисципліни, насамперед візуалізації потребують окремі виробничі операції і процеси які відбуваються на транспорті в підсистемі «флот».

Практичні заняття максимально за тематикою ув'язані з лекційними, які обов'язково передують їм за розкладом. Практичні заняття деталізують розгляд студентами окремих теоретичних положень дисципліни та формують вміння і навички їх практичного застосування шляхом індивідуального виконання студентом відповідно сформульованих завдань. Наприкінці кожного з занять студент має шляхом розрахунків чи графічним способом прийти до рішення практичного напрямку відповідно до індивідуального завдання і скласти висновок з отриманих результатів. Треба брати до уваги, що детальна фіксація ходу виконання роботи в методичних вказівках на прикладі розрахунку, призводить до механічного розрахунку (студент оперує на рівні подібних числових значень, не аналізує мети і змісту, порядок виконання окремих етапів). Важливо відволікти студентів від механічного розрахунку, зосередити на змістах. Тут добре працюють завдання, які засновані на альтернативних рішеннях (наприклад, через поєднання графічного методу визначення певних параметрів чи характеристик із розрахунковим).

Вмотивованість студента на рівні самостійного опрацювання матеріалу (виконання курсової роботи «Вантажний план морського судна») ефективно реалізується коли вмикається творчий потенціал: участю у формуванні власного індивідуального завдання, вибором метода розв'язання окремих завдань, підготовки презентації, глибиною опрацювання додаткових літературних джерел та інше. Завданням викладача тут є чітко висловити межі свобод і забезпечити результат, поставлений на меті виконання такої роботи.

Контроль і оцінювання виконання курсової роботи відбувається після попередньої перевірки пояснювальної записки роботи і графічної частини викладачем-консультантом, колегіальним рішенням 2-3 викладачів дисципліни. Така форма контролю привчає студентів до публічної презентації власних знань і надає навички захисту власного наукового здобутку.

Напрямки для подальшої ефективної імплементації елективних курсів в систему вищої освіти. На нашу думку серед основних напрямків з розвитку формування якісних пакетів елективних дисциплін є:

- необізнаність студентства про зміст вибіркових дисциплін і невизначеність про викладацького складу. Можливість вибору навчальних дисциплін теоретично сприятиме вмотивованості студентства через підбір освітніх програм, які максимально

наближені до індивідуальних здібностей і максимально збігаються з власним кар'єрним трендом. На практиці, в умовах нестачі інформованості про навчальну дисципліну, студенти обирають курси, які потребують мінімальних зусиль;

- нерозуміння викладацьких функцій і методик викладання вибіркового курсу. Сутність самого власного вибору розкривається в концепції "person-centered teaching", де власну кар'єрну траєкторію формує через освіту формує студент, а викладач переважно функціонує як фасилітатор. Така концепція ефективно реалізується, на нашу думку, тільки за умов індивідуального консультування і обмеженої наповнюваності окремих академічних груп, доступністю до джерел дистанційного навчання;

- недостатня інтеграція в міжнародний освітній простір. Ситуація з міжнародною академічною мобільністю кадрів знаходиться на досить низькому рівні свого розвитку, оскільки стажування викладачів українських ВНЗ у провідних європейських університетах ніяк не координується й не фінансується українськими ВНЗ або державою. Вбачаючи специфіку морського транспортного сектору, який працює в системі зовнішньоекономічної діяльності, брак світового досвіду викладання/навчання обмежує конкурентоздатність фахівців на ринку працевлаштування, ускладнює доступ до освітніх здобутків, гальмує розвиток професійних компетентностей;

- імплементація «майнорів» і «мейджорів».

Найкращою, на наш погляд, реалізацією неформального підходу до вивчення нефармових вибіркового дисциплін є їх інтегроване поєднання у сертифікатних програмах, які дають можливість студенту отримати Minor Certificate (додатковий освітній сертифікат). Принциповим для «майнорів» є те, що у сертифікованих програмах, на відміну від спеціалізацій, передбачається власний вибір комплексу дисциплін (у поєднанні з вибором ВНЗ) студентом. Майнор може бути запропонований як самим ВНЗ (у вигляді взаємопов'язаних дисциплін варіативної частини), так і може бути визначений самим студентом (так звані «вільний майнор»). Відповідно «мейджори» складаються з варіативної частини профільного спрямування.

Висновки. Звісно, що поряд із зазначеними, спливають проблеми загальної інертності, організації розкладів, перевантаження студентів. Адже, нами визначені найбільш болючі.

На початковому рівні для вирішення вищезгаданих проблем може бути вжиті наступні заходи:

- анонсовані «вступні лекції» з вибіркового дисциплін з зазначенням обсягу, викладацького складу, системи оцінювання, впровадження семінарів за участю досвідчених практиків;

- розповсюдження електронних форм методичного і навчального характеру, розробка методичних матеріалів для дистанційного навчання, збільшення творчого простору з вибору завдань для розрахунково-графічних робіт, орієнтація на індивідуа-

льне консультування, вживання засобів електронного консультування;

- організація забезпечення доступу до відкритих джерел інформації, залучення студентів до участі у міжнародних програмах і грантах, інтеграція навчальних програм з фахових дисциплін (які орієнтовані на міжнародне законодавство, документи і форми) з кафедрами іноземних мов.

Література

1. Закон про вищу освіту. - Верховна Рада України; Закон від 01.07.2014 № 1556-VII (Редакція станом на 09.08.2016).
2. Declaration B. The European Higher Education Area, joint declaration of the European Ministers of Education, convened in Bologna, 19 June 1999 // Retrieved November. - 1999. - Т. 8. - С. 2009.
3. Ромашова Я. Методичні підходи до формування варіативної складової освітньо-професійних та освітньо-наукових програм. [електронний ресурс: <http://mon.gov.ua/content/%D0%9D%D0%BE%D0%B2%D0%B8%D0%BD%D0%B8/2016/06/07/2-prezentacziya.pptx>].
4. Drozhzhyn O.L. About the elective courses on "transport technologies" bachelor learning // ББК 74.58 В93. - 2016. - С. 133.
5. Motschnig-Pitrik, Renate, and Antonio M. Santos. "The person centered approach to teaching and learning as exemplified in a course in organizational development. Zeitschrift für Hochschuldidaktik (ZHD) 4.1 (2006).
6. Motschnig-Pitrik, Renate, and Katharina Mallich. "Effects of Person-Centered Attitudes on Professional and Social Competence in a Blended Learning Paradigm." Educational Technology & Society 7.4 (2004): 176 - 192.
7. Elen, Jan, and An Verburgh. Bologna in European research-intensive universities: Implications for bachelor and master programs. Garant, 2008.
8. Вибір без вибору: моніторинг вибіркового курсів у державних вишах. 25.12.2015. [електронний ресурс: <http://www.cedos.org.ua/uk/osvita/vybir-bez-vyboru-monitorynh-vybirkovykh-kursiv-u-derzhavnykh-vyshakh>].

References

1. Zakon pro vishchu osvitu. - Verkhovna Rada Ukraini; Zakon vid 01.07.2014 № 1556 - VII (Redaktsiya stanom na 09.08.2016).
2. Declaration B. The European Higher Education Area, joint declaration of the European Ministers of Education, convened in Bologna, 19 June 1999 // Retrieved November. - 1999. - Т. 8. - С. 2009.
3. Romashova Ya. Metodichni pidkhodi do formuvannya variativnoi skladovoi osvithno-profesiynikh ta osvithno-naukovikh program. [elektronniy resurs: <http://mon.gov.ua/content/%D0%9D%D0%BE%D0%B2%D0%B8%D0%BD%D0%B8/2016/06/07/2-prezentacziya.pptx>].
4. Drozhzhyn O. L. About the elective courses on "transport technologies" bachelor learning // ББК 74.58 В93. - 2016. - С. 133.
5. Motschnig-Pitrik, Renate, and Antonio M. Santos. "The person centered approach to teaching and learning as exemplified in a course in organizational development. Zeitschrift für Hochschuldidaktik (ZHD) 4.1 (2006).

6. Motschnig-Pitrik, Renate, and Katharina Mallich. "Effects of Person-Centered Attitudes on Professional and Social Competence in a Blended Learning Paradigm." *Educational Technology & Society* 7.4 (2004): 176 - 192.
7. Elen, Jan, and An Verburgh. Bologna in European research-intensive universities: Implications for bachelor and master programs. Garant, 2008.
8. Vibir bez vboru: monitoring vibirkovikh kursiv u derzhavnikh vishakh. 25.12.2015. [elektronniy resurs: <http://www.cedos.org.ua/uk/osvita/vybir-bez-vyboru-monitorynh-vybirkovykh-kursiv-u-derzhavnykh-vyshakh>].

Дрожжин А.Л., Тихонина И.И. Формы и методы преподавания академической дисциплины «Технология морских перевозок» для бакалавров.

Статья посвящена формам и методам преподавания выборочной дисциплины «Технология морских перевозок», которые внедряются в Одесском Национальном Морском Университете для подготовки бакалавров по направлению «Транспортные технологии». В работе определено место данного курса в подготовке специалистов морской отрасли и установлена связь с дисциплинами, предусмотренных стандартом высшего образования.

Ключевые слова: транспорт, технология, морские перевозки, судно, бакалавр.

Drozhzhyn O., Tykhonina I. The forms and methods of academic subject teaching "The technology of transportation by the ships" for bachelors.

The article is devoted to the forms and methods of teaching a selective discipline "Technology of sea transportation", which are being introduced at the Odessa National Maritime University for the preparation of bachelors in the field of Transport Technologies. The paper defines the place of this course in training the specialists of the marine industry and establishes a link with the disciplines provided for by the standard of higher education and the request for production.

Keywords: transport, technology, sea transport, ship, bachelor.

Дрожжин О.Л. – старший викладач кафедри «Морські перевезення» Одеського національного морського університету, e-mail: alexey.drozhzhyn@ukr.net

Тихоніна І.І. - старший викладач кафедри «Морські перевезення» Одеського національного морського університету.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 10.03.2017

УДК 621.878.4

**МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ МАЛОГАБАРИТНОГО
НАВАНТАЖУВАЧА ЗА ДОПОМОГОЮ СУЧАСНИХ ПРОГРАМНИХ ЗАСОБІВ****Єфименко О.В., Плухіна Т.В., Мусаєв З.Р.****THE SIMULATION OF THE COMPACT LOADER EQUIPMENT USING
THE MODERN COMPUTER SOFTWARE****Yefimenko A., Pluhina T., Musaiev Z.**

Актуальність роботи пов'язана із тенденцією розвитку інформаційних технологій та впровадженні їх у проектування робочих процесів машин та механізмів. У статті розглянута можливість підвищення ефективності робочого обладнання малогабаритного навантажувача за допомогою комп'ютерного моделювання.

Ключові слова: моделювання; робочий процес; механізми; робоче обладнання; навантажувач.

Вступ. Для механізації робіт у дорожньому будівництві необхідно мати надійні, високопродуктивні і конкурентоздатні дорожньо-будівельні машини. На кафедрі БДМ ХНАДУ було розроблено двомодульну машину з технологічним модулем "грейферний навантажувач" Т16МГ. Проведені з цією машиною експерименти показали, що вона вимагає удосконалення. Це пов'язано з недостатніми показниками міцності і надійності робочого обладнання. Тому було поставлене завдання удосконалення конструктивного виконання робочого обладнання. До задач належать:

1. Огляд програмного забезпечення тривимірного моделювання металоконструкцій БДМ і вибір необхідного програмного забезпечення з погляду апаратних засобів і деталізація розрахунків;

2. Тривимірне моделювання існуючої конструкції вантажного устаткування;

3. Виконання перевірочних кінематичних розрахунків.

4. Розробка методики проектування ряду модульних машин.

Мета цифрового моделювання - понизити ціни, скоротити час розробки продукту від первинного задуму до поставки на ринок, а також дати простір вживанню передових ідей і досягнень, що дозволить пропонувати дійсно інноваційні рішення. Рішення для цифрового моделювання можна застосовувати на всіх етапах життєвого циклу вироблюваного про-

дукту. Такі поняття, як створення цифрових макетів, створення віртуальних макетів, цифрова збірка, проектування на базі моделювання і віртуальне моделювання, описують різні сторони загального процесу, званого цифровим моделюванням. Інструментарій, комп'ютерні системи і зручні призначені для користувача інтерфейси не тільки надають проектувальникам свободу і гнучкість, але істотно підвищують якість продукції. Після стадії комп'ютерного проектування виріб в цілому повинен бути випробуваний на відповідність технічним вимогам для конкретних умов експлуатації. Шляхом аналізу віртуальних прототипів, перед виготовленням реальних зразків, інженер має нагоду перевірити властивості і параметри деталей або всієї механічної системи на задоволення необхідним критеріям надійності, безпеки і т.д.

Аналіз публікацій. Використання комп'ютерного моделювання та автоматизованого динамічного аналізу дозволяє вже на ранніх стадіях проектування отримати достовірну інформацію про поведінку створюваних виробів і силові навантаження, що виникають при цьому, а також оперативно проводити дослідження нештатних ситуацій, що виникають в процесі експлуатації існуючих виробів. Роботи О.В. Чернікова, І.Г. Кириченка, дозволяють визначити динамічні навантаження при зіткненні робочого обладнання навантажувача з жорсткою перешкодою [1]. Розроблено методику застосування комп'ютерних технологій при моделюванні переїзду навантажувача через перешкоду [2]. Авторами було проведено дослідження моделі руху фронтального навантажувача [3]. Виявлено переваги комп'ютерного моделювання дорожніх машин [4]. Досліджено деформацію пневматичної шини колеса при взаємодії з твердою опорною поверхнею [5]. Показано, що необхідним є враховування усіх технічних характеристик та конструктивних особливо-

стей при моделюванні того чи іншого механізму навантажувача [6, 7, 8].

Мета і постановка задачі. Метою роботи є підвищення ефективності і скорочення строків проектування БДМ за рахунок використання комп'ютерного моделювання.

Кінематичний аналіз робочого обладнання малогабаритного навантажувача Т16МГ. Робоче обладнання розраховується у декількох особливо небезпечних ситуаціях в певних кінематичних положеннях. Однак, при розробці робочого обладнання встановленого типу необхідно розраховувати статичну навантаженість у різних кінематичних положеннях. При зміні якої-небудь кінематичної ланки системи виникає необхідність силового перерахунку усіх ланок технічної системи, їх навантаженості і енергетичних параметрів. Тобто будь яка значна зміна в конструктивному виконанні потребує перерахунків. При проектуванні машин класу бкН виникає необхідність оптимізації конструктивного виконання технологічних модулів виходячи з заданих параметрів ПК. Найбільш перспективним являється виконання вказаних задач за допомогою пакетів програм на ПК, кожний з яких призначено для розрахунку технологічного модуля певного виду. Пакет програм оптимізаційного характеру розроблено для технологічного модуля «Універсальний навантажувач» і призначений для оптимізації його конструктивного виконання. На ПК моделюється ситуація зміни кінематичного положення робочого обладнання при заданих параметрах потужності енергетичного модуля. Пакет складається із трьох підпрограм: «Кінематика елементів», «Визначення координат центрів ваги перерізів», «Розрахунок зусиль».

Перший програмний модуль «Кінематика елементів» проводить обчислення усіх основних кінематичних параметрів технологічного модуля. Розрахунок ведеться по відомим формульним залежностям кінематики твердих тіл. Другий програмний модуль використовується для визначення положення центрів ваги ланок робочого обладнання та розрахунку їх кінематичних параметрів. Програмний модуль «Розрахунок зусиль» використовується для розрахунку зусиль в елементах обладнання (у тому числі у шарнірах). Аналіз навантаженості технологічного модуля за допомогою програми дозволив оцінити його навантаженість при даному конструктивному виконанні (рис. 1. – 4).

Кінематичний аналіз робочого обладнання показав, що:

1. Тяги зрівняльного пристрою і шарнір кріплення стріли до ковша випробовують максимальні статичні напруги при кутах підйому стріли $20 - 25^{\circ}$ до горизонту. Зусилля для тяг дорівнюють 5 - 8 кН, для шарніра – 10 - 12 кН.

2. Зусилля в гідроциліндрах підйому стріли досягають 30 - 32 кН.

3. Найбільш небезпечні навантаження виникають у нижньому кінематичному положенні робочого обладнання.

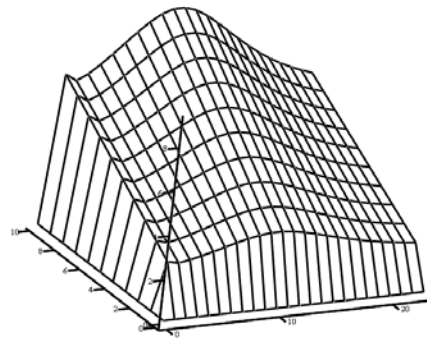


Рис. 1. Зусилля у нижній тязі зрівняльного пристрою

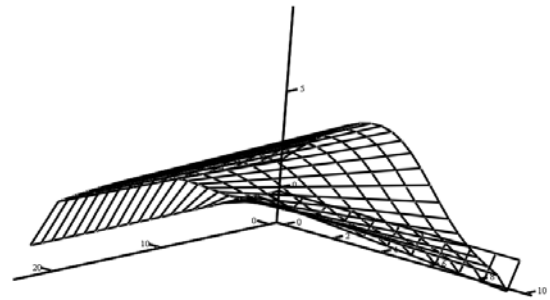


Рис. 2. Зусилля в шарнірі кріплення ковша

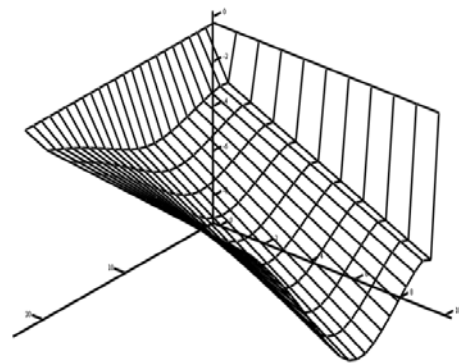


Рис. 3. Зусилля у гідроциліндрі стріли

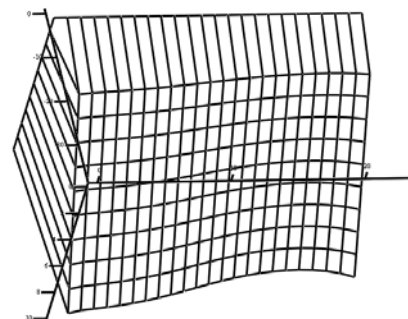


Рис. 4. Зусилля в шарнірі кріплення робочого обладнання до остову машини

4. Зусилля в шарнірі кріплення ковша досягають максимуму при куті підйому стріли 25° ($R_z = 5$ кН, $R_y = 9$ кН).

5. Зусилля в шарнірі кріплення робочого обладнання до остову машини досягає максимуму у нижньому кінематичного положенні ($R_z = 38$ кН, $R_y = 1$ кН)

Розробка комп'ютерної моделі вдосконаленого навантажувального обладнання. У результаті поєднання заздалегідь змодельованих елементів конструкції отримуємо модель робочого обладнання (рис. 5).



Рис. 5. Модель удосконаленого робочого обладнання

Після створення тривимірної моделі потрібно зробити розрахунок на міцність.

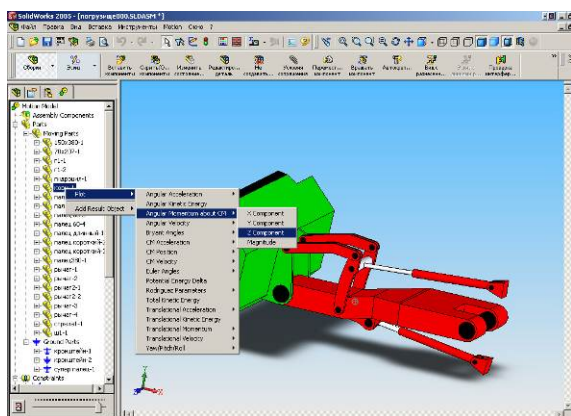


Рис. 6. Розрахунок зусилля у шарнірі кріплення технологічного обладнання до енергетичного модуля

Висновок.

1. Для дослідження кінематичних і силових параметрів робочого обладнання була створена модель вдосконаленого робочого обладнання, що складається з 54 елементів конструкції.

2. Був проведений аналіз кожного з цих елементів. Модель дозволяє одержати зміни розташування і прискорення ц.м., кінетичну і потенційну енергію, зусилля в механізмах важелів і інше. Контроль може вестися по 20 - 25 основним параметрам. Можливо одержати силову навантаженість всіх елементів.

3. Порівняльний аналіз реакцій в шарнірах прискорення центру мас і інших кінематичних показників показав, що нова конструкція робочого обладнання володіє меншими енергетичними витратами, ніж раніше спроектованими на кафедрі, наприклад, навантаженість шарнірів зменшилася на 20 - 30%.

Це досягається відсутністю в новій конструкції громіздкого важкого зрівняльного пристрою, який був встановлений на старій моделі, і деякими іншими змінами (наприклад, попередня конструкція була двохсекційною).

Література

1. Черніков О.В. Комп'ютерне моделювання та аналіз кінематичних особливостей робочого обладнання фронтального навантажувача. / О.В. Черніков, І.Г. Кириченко, А.І. Москаленко // Прикл. геометрія та інж. графіка. – 2010. – Вип. 86. – С. 107 - 111.
2. Москаленко А. І. Применение компьютерных технологий при моделировании переезда фронтального погрузчика через препятствие / А.І. Москаленко, О.В. Черніков // Прикл. геометрія та інж. графіка. – 2011. – Вип. 88. – С. 234 - 238.
3. Черніков О.В. Дослідження руху фронтального навантажувача в пакеті Autodesk Inventor / О.В. Черніков, А.І. Москаленко, О.С. Оболенський // Прикл. геометрія та інж. графіка. – 2012. – Вип. 89. – С. 382 - 386.
4. Кириченко І.Г. Компьютерное моделирование дорожных машин / І.Г. Кириченко, О.В. Черніков // XIV Международная научно-техническая конференция «Прогрессивная техника, технология и инженерное образование» Севастополь, 25 - 28 июня 2013 г.: Материалы конференции. – Киев: НТУУ «КПИ», 2013. – Ч. 2. – С. 46 - 48.
5. Гузненков В.Н. Autodesk Inventor 2012. Трёхмерное моделирование деталей и создание чертежей: Учебное пособие / В.Н. Гузненков, П.А. Журбенко // Литресс. – М.: 2012.
6. Королев А.В. Компьютерное моделирование / Королев А.В. // Учебное пособие. – Бинوم: 2010.
7. Левковец Л.Б. AUTODESK INVENTOR. Базовый курс на примерах / Левковец Л.Б. // Учебное пособие. – БХВ – Петербург: 2008.
8. Алиева Н.П., Журбенко П.А., Сенченкова Л.С. Построение моделей и создание чертежей деталей в системе Autodesk Inventor / Алиева Н.П., Журбенко П.А., Сенченкова Л.С. // Учебное пособие. – М: ДМК Пресс, 2011.

References

1. Chernikov O.V., Kirichenko I.G., Moskalenko A.I. Computer simulation and analysis of the kinematic features of working equipment front loader. / O.V Chernikov // Prikl. geometriya ta Inzh. grafika K.: KNUBA, 2010. – Vip. 86. – S. 107 - 111.
2. Moskalenko A.I., Chernikov O.V. Application of computer technologies in modeling movement through obstacles loader / A.I. Moskalenko // Prikl. geometriya ta Inzh. grafika K.: KNUBA, 2011. – Vip. 88. – S. 234 - 238.
3. Chernikov O.V., Moskalenko A.I., Obolenskij O.S. Investigation of the front loader package Autodesk Inventor. / O.V. Chernikov // Prikl. geometriya ta Inzh. grafika. K.: KNUBA, 2012. – Vip. 89. – S. 382 - 386.
4. Kirichenko I.G., Chernikov O.V. Modeling of computer road vehicles. / I. G. Kirichenko // Materials of conference. K: NTU «KPI», 2013. – ch. 2. – s. 46-48.
5. Gusnenkov V.N., Jurbenko P.A. Autodesk Inventor 2012. Three-dimensional modeling of parts and the creation of drawings. / V.N. Gusnenkov // Tutorial. Litress: 2012.
6. Korolev A.V. Computer Modelling. / A.V Korolev // Tutorial. Binom: 2010.

7. Levkoves L.B. *AUTODESK INVENTOR*. AUTODESK INVENTOR. Basic course on examples. / L.B. Levkoves // Tutorial. M: Mashinostroeyne, 2008.
8. Alyeva N.P., Jurbenko P.A., Senchenkova L.S. Building models and creating drawings of parts in the Autodesk Inventor. / N.P. Alyeva // Tutorial. M: DMK Press, 2011.

Ефименко А. В., Плугина Т. В., Мусаев З. Р. Моделирование рабочего оборудования малогабаритного погрузчика с помощью современных программных средств

Актуальность работы связана с тенденцией развития информационных технологий и внедрении их в проектирование рабочих процессов машин и механизмов. В статье рассмотрена возможность повышения эффективности рабочего оборудования малогабаритного погрузчика с помощью компьютерного моделирования

Ключевые слова: моделирование; рабочий процесс; механизмы; рабочее оборудование; погрузчик.

Yefimenko A., Pluhina T., Musaiev Z. The simulation of the compact loader equipment using the modern computer software

Topicality of the research is explained by the tendency of using information technologies and their implementation in the process of designing working machines and mechanisms. The possibility of increasing the efficiency of the working equipment of small – sized loader with the help of computer simulation were considered

Keywords: simulation; the working process; mechanisms; working equipment; loader.

Єфименко О.В. - к.т.н., доцент кафедри «Будівельні та дорожні машини» Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Плугіна Т.В. - к.т.н., доцент кафедри «Автоматика та робототехніка» Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Мусаєв З.Р. - аспірант кафедри «Будівельні та дорожні машини» Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 15.03.2017

УДК 621.002

НОВІТНІ ТЕНДЕНЦІЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ТРАНСПОРТНОГО ОБЛУГОВУВАННЯ МАШИНОБУДІВНИХ ПІДПРИЄМСТВ

Заверкін А.В., Кузьменко С.В., Чередниченко С.П.

NEW TRENDS OF OPTIMIZING THE TRANSPORT SERVICE OF MACHINE-BUILDING ENTERPRISES

Zaverkin A., Kuzmenko S., Cherednychenko S.

Розглянуто роль транспорту на міжцехових перевезеннях промислових підприємств, а саме - машинобудівних заводів. Проведено аналіз впливу різних видів транспорту на технологічний процес. Дано рекомендації перспективного розвитку транспортних комплексів промислових підприємств.

Ключові слова: промислове підприємство, міжцехові перевезення, міжцеховий вантажопотік, технологічний процес виробництва, залізничний транспорт, автомобільний транспорт, спеціальні види транспорту, транспортно-вантажні роботи.

Вступ. Внутризаводський транспорт забезпечує нормальний технологічний процес заводу, пов'язуючи між собою всі цехи і інші об'єкти заводу.

Транспорт між виробничими цехами є елементом технологічної схеми виробництва, забезпечуючи безперервність процесу виготовлення продукції. Від чіткості і надійності роботи міжцехового транспорту залежать ритмічність роботи заводу і його економічні показники, так як в залежності від надійності роботи транспортної системи передбачаються більші чи менші запаси деталей і вузлів на міжопераційних складах. Кількість деталей, що зберігаються визначає обсяг капіталу що омертвляється, при тому цей капітал вкладено в вироби. Таким чином, транспортна система машинобудівного заводу є однією з ланок технологічного процесу, що надає безпосередній вплив на технологічні показники проекту.

Результати дослідження. Одним із значних факторів, що визначають проектування транспорту підприємства, є його вантажообіг і вантажопотоки.

Вантажообіг заводу визначається за даними технологічної частини проекту розрахунковим шляхом. Розрахунок базується на заданій програмі випуску заводу і прийнятих в проекті технологічних процесах виробництва.

Зовнішній вантажопотік складається з прибуття, в складі якого переважають такі вантажі, як метал, формувальні матеріали ливарного виробництва, комплектуючі вироби суміжних галузей промисловості, і відправлення, в складі якого готова продукція і відходи виробництва.

Внутрішньозаводські вантажопотоки складаються з перевезень деталей, напівфабрикатів та вузлів між окремими виробничими корпусами. Вантажі що перевозяться, як правило, представлені фасонним сталевим литтям (1-20000 кг), гарячими і холодними зливками (1-100 т), окремими деталями і вузлами вагою від 1 кг до 40-50 т. Частина деталей в процесі виробництва перевозиться багаторазово, наприклад, між механічним і термічним цехами; окремі вузли є досить великогабаритні конструкції перевозити які важко. Як приклад таких вузлів можна привести кузова тепловозів, великі вузли металургійного обладнання. Величина максимального вантажопотоку складає в середньому від 100 до 1000 тис. Т в рік в залежності від потужності підприємства.

Особливостями міжцехових перевезень, що впливають на проектування транспорту машзаводів, є наступні:

1.Тісний зв'язок з технологічним процесом виробництва.

2.Велика різноманітність габаритів і ваг перевезених вантажів.

3.Незначні (50-1000 м) відстані перевезень.

4.Велика тривалість простоїв під вантажно-розвантажувальними операціями в порівнянні з часом рейсу.

5.Значна кількість відправок, малих за об'ємом.

6.Багаторазові перевезення між цехами в процесі обробки окремих деталей і вузлів.

Ці особливості міжцехових перевезень визначають вимоги при виборі виду транспорту, типу рухомого складу і розрахунку кількості його одиниць.

Також не менш важливим фактором є комплексна механізація і автоматизація вантажно-розвантажувальних робіт. Проектування комплексної механізації та автоматизації вантажно-розвантажувальних робіт є складовою частиною проектування складського господарства заводу.

З метою максимальної ув'язки транспортно-складських і технологічних процесів широко практикується проектування складів в виробничих будівлях зі створенням єдиної технології роботи транспорту і виробничих цехів. Ці рішення створюють передумови для автоматизації транспортно-складських робіт.

Також необхідно відзначити специфіку застосування різних видів транспорту на різних етапах технологічного процесу. Вид транспорту та відповідні транспортні засоби вибираються з урахуванням характеристики вантажів, що перевозяться і обсягів перевезення.

У ливарному виробництві стрічковими конвеєрами і пневмотранспортом здійснюється транспортування формувальних матеріалів. Трубопровідним транспортом - видалення горілої землі. Передавальними рейковими візками здійснюється транспортування злитків з ливарних цехів - в ковальські, важких поковок з ковальських цехів - в механообробні, вузлів і деталей - на термообробку.

Безрейковим транспортом освоюється основна частина вантажообігу міжцехових перевезень. Залежно від відстані, ваги одиниці вантажу, обсягу перевезень вибирається той чи інший вид транспортних засобів - автотранспортувачі, електротранспортувачі, електромобілі.

Залізничний транспорт для міжцехових перевезень застосовується тільки при неможливості використання інших видів транспорту в зв'язку з тим, що прокладка залізничних шляхів по території підприємства викликає збільшення його площі, що, в свою чергу, знижує всі показники генерального плану і проекту в цілому. Крім того, в умовах машинобудівних заводів міжцеховий залізничний транспорт, як правило, економічно невиправданий. В результаті обмеження застосування залізничного транспорту для виконання міжцехових перевезень і використання для цих цілей безрейкового і безперервного транспорту досягнуто суттєве підвищення техніко-економічних показників проектів машинобудівних заводів.

В результаті скорочення кількості залізничних колій щільність забудови території заводів підвищується з 30-35% в класичних проектах до 45-50% в аналізованих. Скорочення території дасть значний економічний ефект, так як вартість освоєння 1 га території становить 2-3 млн. грн., Знижуються експлуатаційні витрати на транспортні операції і експлуатацію транспортних мереж. Крім того, перехід на прогресивні види транспорту знижує вартість внутрішньозаводських перевезень приблизно на 0,4-0,6 грн. на 1 т. Велика оперативність автомобільних перевезень дозволяє повніше використовувати транс-

портні засоби, що підвищує їх експлуатаційні параметри і забезпечує ритмічність основного технологічного процесу.

Оцінюючи вплив транспортного комплексу на особливості проектування генерального плану заводу, необхідно відзначити, що міжцехові транспортні зв'язки вирішуються в тісній ув'язці з проектом генерального плану, а точніше - генеральний план вирішується з урахуванням задоволення вимог створення оптимальних транспортних зв'язків цехів в технологічних перевезеннях. Наприклад, якщо між цехами передбачаються передачі великогазових або великогабаритних заготовок або вузлів, доцільно розміщувати їх в безпосередній близькості, що дає можливість застосування передавальних самохідних рейкових візків. Умови найкоротших і зручних транспортних зв'язків висувають вимоги до генерального плану і при транспортуванні вантажів конвеєрами всіх видів з точки зору прокладання їх по найбільш зручним трасах, маючи на увазі мінімальну довжину конвеєрів, найменше число кутів повороту в горизонтальній і вертикальній площинах. Прикладом такого рішення може служити генеральний план ливарного заводу, що складається з двох ливарних корпусів, між якими розміщений склад формувальних матеріалів з відділенням регенерації горілих земель.

Безрейковий і трубопровідний транспорт в меншій мірі впливає на генеральний план, хоча і в цьому випадку слід по можливості скорочувати відстань перевезень.

Центральною проблемою подальшого розвитку проектування транспорту машинобудівних заводів є заміна залізничного транспорту на міжкорпусних перевезеннях безрейковим транспортом. Виняток залізничного транспорту дозволить скоротити територію підприємства, підвищити економічні показники проекту, забезпечити оперативність роботи транспорту. В даний час можливість заміни залізничного транспорту безрейковим ускладнюється відсутністю спеціальних транспортних засобів великої (100 - 150 т) вантажопідйомності, автомобілів зі спеціальними кузовами для перевезення рідких шлаків, візків для перевезення гарячих злитків та ін. При цьому слід зазначити, що міжцехові перевезення не можна рекомендувати в зв'язку з труднощами введення причепів в цехи. Для цього рекомендуються самохідні візки, бажано з двостороннім керуванням.

Для перевезень вантажів у дрібній стандартній тарі (до 1,0 т) доцільно застосовувати транспортні засоби, забезпечені підйомними пристосуваннями, що дозволить виконувати вантажні операції без допомоги кранів. Це тим більш важливо, що основні прості транспортні засоби на внутрішньозаводських перевезеннях викликаються очікуванням звільнення кранів, які, як правило, зайняті на виконанні операцій, пов'язаних з технологічними процесами.

Висновки. Тенденція підвищення ступеня заводської готовності відправляємої продукції маши-

нобудівних заводів викликає необхідність вивезення її автомобільним транспортом, так як габарити залізничного транспорту не дозволяють подальшого збільшення розмірів вантажів, що перевозяться. Дотримання таких вантажів по внутривиробничим автомобільними дорогами повинно враховуватися нормами проектування при розрахунках ширини проїзної частини, радіусів кривих, конструкції дорожнього одягу, захисту підземних трубопроводів від роздавлювання.

З метою вдосконалення методичної, інструктивно, нормативної документації та впровадження типового проектування доцільно в міру необхідності переробляти і оновлювати існуючі методики розрахунку, зокрема:

-Розрахунок кількості транспортних засобів;

-Методика порівняння варіантів внутривиробничого транспорту;

-Методика розрахунку чисельності обслуговуючого персоналу;

-стоїмостні показники, і ін.

При цьому необхідно для розробки ТЕО проводити укрупнені показники для орієнтовних розрахунків. Слід зазначити недостатнє забезпечення типовими проектами. В даний час немає діючих типових проектів невеликих гаражів на 10-20 автомобілів, переїздів через внутрішньозаводські залізничні шляхи, упорів на залізничних коліях, станційних будівель для малих промислових станцій і ряду інших. Проектування внутривиробничого транспорту машинобудівних заводів на сучасному етапі характеризується переходом на застосування спеціалізованих видів транспорту і транспортних засобів замість широкого застосування, до недавнього часу, виключно універсальних типів залізничного та автомобільного транспорту. Це дає істотне підвищення техніко-економічних показників в цілому по проектам підприємств.

Л і т е р а т у р а

1. Бабушкин Г.Ф. Микрологическая система управления процессами межцеховых перевозок на машиностроительных заводах / Г.Ф. Бабушкин, А.А. Лебедь // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: Науковий журнал. – Луганськ, 2010. – № 10 (152) – Частина 1. – С. 25 – 28.
2. Заверкин А.В. Оптимизация транспортного обслуживания внутривиробничих грузопотоков предприятия машиностроительного профиля / А.В. Заверкин, С.В. Ленич, С.В. Кузьменко, С.П. Череди́ченко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: Науковий журнал. – Луганськ, 2011. – № 5 (159) – Частина 1. – С. 366 – 373.
3. Заверкин А.В. Рекомендации по проектированию транспорта машиностроительных заводов на современном этапе / А.В. Заверкин, О.И. Иваненко, Г.В. Короп // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: Науковий журнал. – Луганськ, 2010. – № 4 (146) – Частина 1. – С. 156 – 160.
4. Мельников А.Ю. Моделирование оптимизации распределения транспортных средств по маршрутам / А.Ю. Мельников, В.Л. Аносов // Восточно-Европейский жу-

рнал передовых технологий – 2005. – 6/2 (18) – С. 8 – 11.

5. Araz O.U. Determining the parameters of dual-card kanban system: an integrated multicriteria and artificial neural network methodology / O.U. Araz, O.Eski, C. Araz // Int J Adv Manuf Technol. – 2008. – 38 – P. 995 – 997.
6. Kreig G.N. Kanban-Controlled Manufacturing Systems / Kreig G.N. // Springer-Verlag Berlin Heidelberg. – 2005. – 238 p.
7. Булгакова Ю.В. Системное перемещение грузов машиностроительного производства с помощью интеллектуальных программ поддержки принятия решений./ Ю.В. Булгакова // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: Науковий журнал. – Луганськ, 2013. – № 5 (194) Ч.1. – 2013. С. 34-37.
8. Губенко В.К. Динамика металлопотоков в ситуационной среде Приазовья (имплементация методов нечетких множеств и искусственного интеллекта): монография / В.К. Губенко, Я.И. Неведова. – Мариуполь: ГВУЗ «ПГУ», 2013. – 245 с.

References

1. Babushkin G.F. Mikrologisicheskaya sistema upravleniya protsessami mezhtsekhovykh perevozk na mashinostroitelnykh zavodah / G.F. Babushkin, A.A. Lebed // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: Науковий журнал. – Луганськ, 2010. – № 10 (152) – Частина 1. – С. 25 – 28.
2. Zaverkin A.V. Optimizatsiya transportnogo obsluzhivaniya vnutrivirobnichikh gruzopotokov predpriyatiya ma-shinostroitelnogo profilya / A.V. Zaverkin, S.V. Lenich, S.V. Kuzmenko, S.P. Cherednichenko // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: Науковий журнал. – Луганськ, 2011. – № 5 (159) – Частина 1. – С. 366 – 373.
3. Zaverkin A.V. Rekomendatsii po proektirovaniyu transporta mashinostroitelnykh zavodov na sovremennom etape / A.V. Zaverkin, O.I. Ivanenko, G.V. Korop // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: Науковий журнал. – Луганськ, 2010. – № 4 (146) – Частина 1. – С. 156 – 160.
4. Melnikov A.Yu. Modelirovanie optimizatsii raspredeleniya transportnykh sredstv po marshrutam / A.Yu. Melnikov, V.L. Anosov // Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tehnologiy – 2005. – 6/2 (18) – С. 8 – 11.
5. Araz O.U. Determining the parameters of dual-card kanban system: an integrated multicriteria and artificial neural network methodology / O.U. Araz, O.Eski, C. Araz // Int J Adv Manuf Technol. – 2008. – 38 – P. 995 – 997.
6. Kreig G.N. Kanban-Controlled Manufacturing Systems / Kreig G.N. // Springer-Verlag Berlin Heidelberg. – 2005. – 238 p.
7. Bulgakova Yu.V. Sistemnoe peremeschenie gruzov mashinostroitelnogo proizvodstva s pomoschyu intellektualnykh programm podderzhki prinyatiya resheniy./ Yu.V. Bulgakova // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: Науковий журнал. – Луганськ, 2013. – № 5 (194) Ч.1. – 2013. С. 34-37.
8. Gubenko V.K. Dinamika metallopotokov v situatsionnoy srede Priazovya (implementatsiya metodov nechetkikh mnozhestv i iskusstvennogo intellekta): monografiya / V.K. Gubenko, Ya.I. Nefedova. – Mariupol: GVUZ «PGTU», 2013. – 245 s.

Заверкин А.В., Кузьменко С.В., Черениченко С.П.
Новейшие тенденции оптимизации транспортного обслуживания машиностроительных предприятий.

Рассмотрена роль транспорта на межцеховых перевозках, в частности - на машиностроительных предприятиях. Проведен анализ влияния разнообразных видов транспорта на технологический процесс. Даны рекомендации для перспективного развития транспортных комплексов промышленных предприятий. Ключевые слова: промышленное предприятие, межцеховые перевозки, технологический процесс производства, железнодорожный транспорт, автомобильный транспорт, специальные виды транспорта, транспортно-погрузочные работы.

Ключевые слова: промышленное предприятие, межцеховые перевозки, межцеховой грузопоток, технологический процесс производства, железнодорожный транспорт, автомобильный транспорт, специальные виды транспорта, транспортно-погрузочные работы.

Zaverkin A., Kuzmenko S., Cherednychenko S.
New trends of optimizing the transport service of machine-building enterprises.

The role of transport is considered on transportations of industrial enterprises, namely – machine-building plants. The analysis of influence of different types of transport is conducted on a technological process. The prospects of development of transport complexes of industrial enterprises are recommended.

Keywords: industrial enterprise, mezhchekhovye transportations, mezhchekhovoy traffic of goods, technological process of production, railway transport, motor transport, special types of transport, transport-freight works.

Заверкин А.В. – к.т.н., доцент кафедри «Транспортні технології», СХУ ім. В. Даля, м. Северодонецьк, Україна.

Кузьменко С.В. – к.т.н., доцент кафедри «Транспортні технології», СХУ ім. В. Даля, м. Северодонецьк, Україна.

Черениченко С.П. – к.т.н., доцент кафедри «Транспортні технології», СХУ ім. В. Даля, м. Северодонецьк, Україна.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 05.03.2017

УДК: 629.4.015

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНИХ ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ НА ВІЗКАХ ТИПУ КВЗ-ЦНИИ ШЛЯХОМ КОНСТРУКТИВНИХ ЗМІН

Іщенко В.М., Щербина Ю.В.

IMPROVING PERFORMANCE HYDRAULIC OSCILLATION PASSENGER CARRIAGE TYPE КВЗ-ЦНИИ BY CHANGED CONSTRUCTIONS

Ischenko V., Scherbina Y.

У статті викладені результати роботи з пошуку раціональних конструктивних схем та технічних рішень, щодо покращення роботи гідравлічних гасителів коливань в умовах експлуатації.

На базі комп'ютерної моделі динаміки пасажирського вагона для швидкісного руху в програмному комплексі «Универсальный механизм» виконано дослідження зусиль, що передаються на шток гасителя коливань в динаміці. В САПР SolidWorks проведено розрахунок напружень системи «шток-направляюча». Запропонований проект модернізації вузлів гідравлічного гасителя коливань НЦ-1100.

Ключові слова: гідравлічні гасителі коливань, комп'ютерна модель гасителя, технічний стан, модернізація вузлів.

Вступ. За допомогою комп'ютерного моделювання в програмному пакеті «Универсальный механизм», з використанням моделі динаміки пасажирського вагона на візках типу КВЗ-ЦНИИ визначено бічні навантаження, що передаються на гідравлічний гаситель коливань і можуть привести до заклинювання його частин, які працюють в умовах, близьких до експлуатаційних.

Встановлено, що поступове збільшення швидкості руху призводить до пропорційного зростання бічних сил, які передаються на шарнірні вузли кріплення гідравлічних амортизаторів. В цілому, зростання горизонтальних бічних сил призводить до погіршення умов праці гасителя коливань, підвищує температуру пари тертя «шток-направляюча», яка, в свою чергу, при досягненні критичних значень може привести до втрати робочих властивостей рідини.

Запропоноване технічне рішення щодо комплексної модернізації гідравлічного коливання надасть можливість поліпшити якість роботи, знизити ризик втрати працездатності внаслідок ймовірної появи «заклинювання» від дії бічних сил, зменшити робо-

ти, пов'язані з технічним обслуговуванням або ремонтом.

Постановка проблеми. Багаторічний досвід експлуатації, чисельні теоретичні і експериментальні дослідження свідчать, що на динамічні якості пасажирського вагона суттєвий вплив здійснює технічний стан гідравлічних гасителів коливань. При виникненні несправностей, або зміні робочих параметрів гасителів суттєво зростають прискорення коливань кузова вагона, погіршуються показники плавності руху, зростає рівень напруженого стану несучих елементів конструкції. Метою написання цієї статті є аналіз проблем в роботі гідравлічних гасителів вітчизняного виробництва на базі аналогу - типу НЦ-1100, які виникають під час експлуатації пасажирських вагонів та пошук технічних рішень, спрямованих на удосконалення конструкції цих демпферів.

Мета статті. Пошук раціональних конструктивних рішень гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100. Дослідження засобами імітаційного моделювання бічних навантажень, які передаються на гідравлічний гаситель і призводять до заклинювання його робочих частин.

Результати досліджень. Аналіз технічного стану гідравлічних гасителів коливань в експлуатації показує, що до найбільш поширених несправностей слід віднести:

- втрату робочої рідини за рахунок зниження щільності гідросистеми;
- підвищення зазорів в системі «шток-направляюча», внаслідок чого відбувається зменшення параметра опору від максимального до -25% номінального значення;
- послаблення різьбового з'єднання штока з верхньою головкою гідравлічного гасителя коливань, внаслідок багатократних навантажень згину (при перекосах) і розтягу-стискання;

- зриви різьби штока, при частому розбиранні, зумовленому заміною гумових ущільнюючих манжет;
- знос та руйнування направляючої та «перекал» метала в робочій зоні штока внаслідок температурного перегріву, викликаних конструктивними особливостями вузлів кріплень гасителя від дії значних бічних сил при перекосах, що призводить до заклинювання в роботі.

Для вирішення питань, пов'язаних з виникненням вказаних несправностей гідравлічних гасителів коливань типу НЦ-1100 запропоновано провести комплексну модернізацію вузлів. До основних заходів, що передбачаються проектом модернізації відносяться:

- заміна ущільнюючих гумових манжет (рис. 1, поз.1);
- зміна шарнірних вузлів кріплень гасителя коливань (рис. 1, поз.2);
- зміна конструктивного виконання направляючої (рис. 1, поз.3);
- зміна вузла кріплення штока до верхньої головки гасителя (рис. 1, поз.4).

Конструктивне виконання проекту зображено на рис. 1.

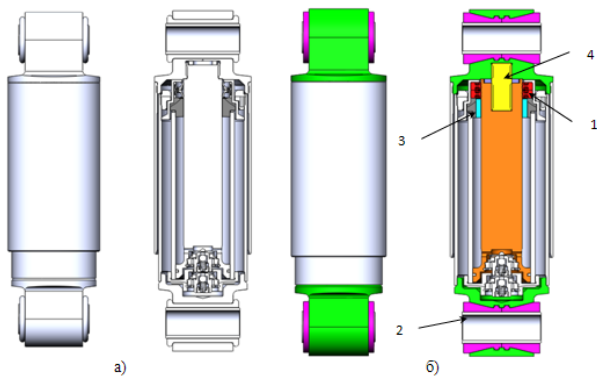


Рис. 1. Гідравлічний гаситель коливань а – до модернізації; б – після проведення модернізації

З метою визначення величин бічних сил, що діють на вузли гідравлічного амортизатора в програмному комплексі «Универсальный механизм» виконано дослідження комп'ютерної моделі динаміки пасажирського вагона на візках типу КВЗ-ЦНИИ [1, 2] в умовах, наближених до експлуатаційних.

Обрано умови розрахунку, за якими проведено дослідження об'єкту, а саме:

- швидкісний режим руху вагона, $V = 20-140$ км/год;
- прямолінійні та криволінійні ділянки колії;
- стан колії – відсутність та наявність горизонтальних та вертикальних нерівностей;
- параметри жорсткості повідка візка, $S_{пов} = 2500 - 4700$ кГ/см;

- перед початком інтегрування система знаходиться в стані статичної рівноваги;
- час проведення інтегрування 12 секунд.

Згідно прийнятих умов чисельного інтегрування отримано результати розрахунку бічних зусиль, що передаються на гідравлічний гаситель коливань (рис. 2).

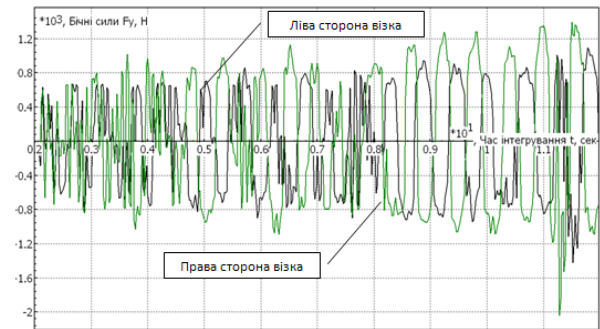


Рис. 2. Осцилограма бічних зусиль, що передаються на шток гасителя коливань під час руху в прямій ділянці колії при $V = 80$ км/год, отримані методом комп'ютерного моделювання в програмному комплексі «Универсальный механизм»

Для визначення залежності змін повздовжніх навантажень від умов швидкісного руху проведено імітаційне дослідження в динаміці моделі пасажирського вагона з урахуванням параметрів жорсткості повідка візка, як елемента, що сприймає повздовжні зусилля, які діють на центральне ресорне підвішування та обмежує відносні кути поворотів рами візка щодо надресорного бруса, і стану рейкової колії.

Зміна величини бічного зусилля при зростанні швидкості руху показана на рис. 3-6.

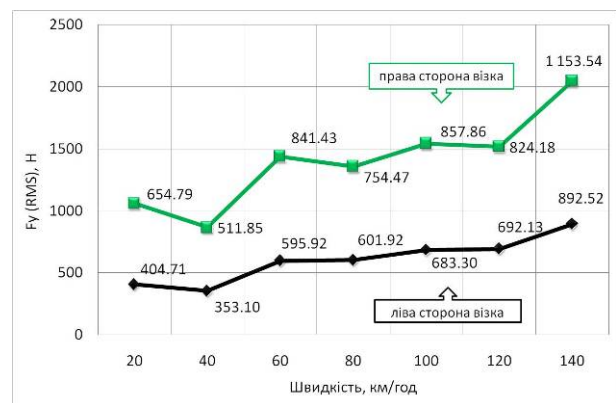


Рис. 3. Залежність СКВ (RMS) бічних зусиль F_y , які передаються на вузли кріплення гідравлічного амортизатора при жорсткості повідка $S_{пов} = 2500$ кГ/см в маршрутному діапазоні швидкостей до 140 км/год на прямолінійній ділянці колії з нерівностями



Рис. 4. Залежність СКВ (RMS) бічних зусиль F_y , які передаються на вузли кріплення гідравлічного амортизатора при жорсткості повідка Спов. = 4700 кГ/см в маршрутному діапазоні швидкостей до 140 км/год на прямолінійній ділянці колії з нерівностями

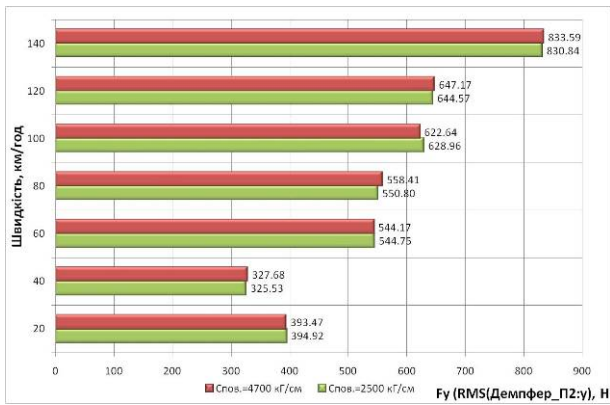


Рис. 5. Залежність СКВ (RMS) бічних зусиль, які передаються на вузли кріплення гідравлічного амортизатора (ліва сторона візка) при жорсткості повідка Спов. = 2500 - 4700 кГ/см в маршрутному діапазоні швидкостей до 140 км/год на прямолінійній ділянці колії

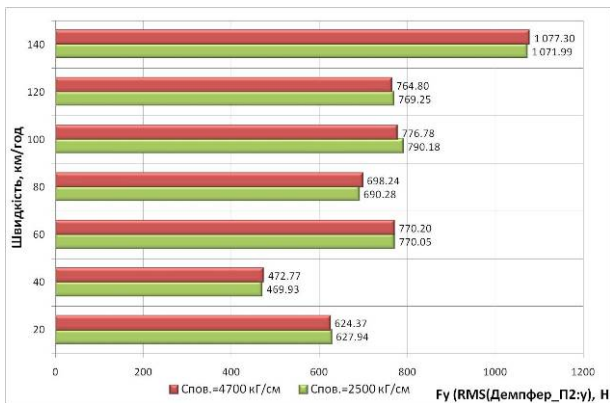


Рис. 6. Залежність СКВ (RMS) бічних зусиль, які передаються на вузли кріплення гідравлічного амортизатора (права сторона візка) при жорсткості повідка Спов. = 2500 - 4700 кГ/см в маршрутному діапазоні швидкостей до 140 км/год на прямолінійній ділянці колії

Відповідно до результатів проведеного модельного розрахунку сформована таблиця вихідних даних.

Таблиця
Результати розрахунку бічних зусиль залежно від прийнятих вихідних умов

| Швидкість руху, км/год | Ділянка колії | Горизонтальні та вертикальні нерівності колії | Жорсткість повідка, Спов., кГ/см | СКВ бічних зусиль, Н |
|------------------------|-------------------|---|----------------------------------|----------------------|
| 140 | Пряма | Відсутні | 2500 | 460,37 |
| 140 | Пряма | Відсутні | 4700 | 455,02 |
| 140 | Пряма | Наявні | 2500 | 1151,52 |
| 140 | Пряма | Наявні | 4700 | 1157,96 |
| 120 | Крива, R = 600 м | Відсутні | 2500 | 475,21 |
| 120 | Крива, R = 600 м | Відсутні | 4700 | 469,47 |
| 140 | Крива, R = 600 м | Наявні | 2500 | 1089,66 |
| 140 | Крива, R = 600 м | Наявні | 4700 | 1091,95 |
| 140 | Крива, R = 1000 м | Відсутні | 2500 | 477,02 |
| 120 | Крива, R = 1000 м | Відсутні | 4700 | 476,51 |
| 140 | Крива, R = 1000 м | Наявні | 2500 | 1257,29 |
| 140 | Крива, R = 1000 м | Наявні | 4700 | 1251,51 |

За аналізом результатів встановлено:

- при зростанні швидкості руху пасажирського вагона поступово підвищується рівень бічних зусиль, що передаються на гідравлічний гаситель коливань;
- величина параметра жорсткості повідка, яка знаходиться в межах Спов. = 2500-4700 кГ/см не суттєво впливає на отримані значення бічних зусиль. Вони знаходяться практично на одному рівні;
- при врахуванні в розрахунку нерівностей колії більш ніж в 2,5 рази підвищується величина горизонтальних зусиль, що передаються на вузли кріплення амортизатора;
- середньоквадратичні відхилення бічних зусиль можуть досягати більше 1000 Н при маршрутних швидкостях руху ($V = 110-130$ км/год).

Отримані результати з визначення горизонтальних бічних зусиль, які передаються на гаситель коливань свідчать про дійсну можливість виникнення ситуації, коли при зростанні рівня бічних сил відбудеться «заклинювання» в роботі гасителя, що призведе до часткової, або повної втрати працездатності амортизатора.

Для знаходження розподілу напружень від дії бічних горизонтальних сил при «заклинюванні» в системі «шток-направляюча» за допомогою програмного пакету SolidWorks проведено імітаційне дослідження створеної комп'ютерної моделі гасителя коливань. При виконанні розрахунку прийняті до уваги властивості матеріалів складових одиниць, та витримана точність виконання геометрії елементів, відповідно до креслеників конструкторської документації гідравлічного гасителя коливань НЦ-1100.

Перед початком визначення напружень методом кінцевих елементів, на твердому тілі моделі гасителя була створена сітка високої якості, з загальною кількістю елементів – 86802, вузлів – 142680, без спотворених елементів за Якобіаном.

Методика проведення розрахунку передбачає повну фіксацію направляючої і робочого циліндра, з обмеженням усіх ступенів вільності, та прикладення визначених в програмному комплексі «Універсальний механізм» бічних горизонтальних зусиль на

елементи верхньої частини амортизатора (голівка з штоком) (рис. 7).

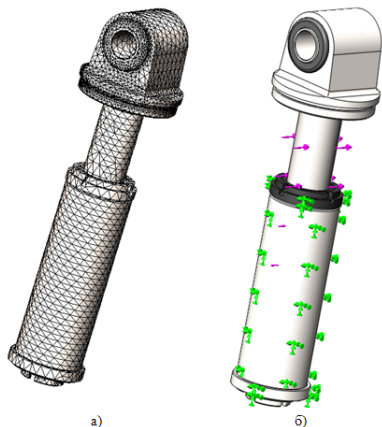


Рис. 7. Створення сітки (а) та схема прикладення зовнішніх навантажень до елементів гасителя коливань (б)

З урахуванням пікових бічних навантажень розподіл напружень в направляючій буде мати наступний вигляд (рис. 8).

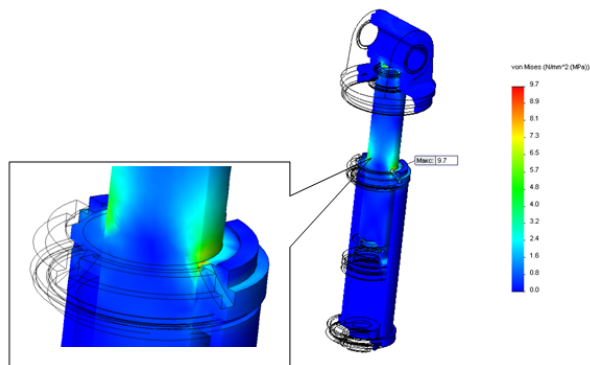


Рис. 8. Графічне відображення розподілу напружень при дії на гідравлічний гаситель коливань поздовжнього бічного зусилля $F_y = 2000 \text{ Н}$

Отримані величини максимальних значень напружень, що виникають в направляючій гасителя коливань, при прикладенні бічних горизонтальних зусиль до 2500 Н показані на рис. 9.

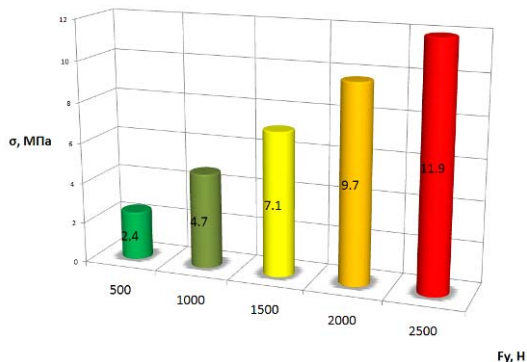


Рис. 9. Характер зміни величин напружень в направляючій амортизатора від дії бічних зусиль

Враховуючи постійну циклічність дії поздовжніх навантажень при русі вагона, які передаються на вузли кріплення гасителя, можна стверджувати про їх негативний вплив на елементи гасителя коливань. Проведені дослідження пояснюють причину виникнення «заклинювання» роботи гасителя коливань, появу випадків зношень та руйнування направляючої, «перекал» металу штоку, деформацій поверхні робочого циліндра. Загалом, при зростанні бічних горизонтальних сил відбувається погіршення умов роботи гасителя коливань, підвищується температура нагріву пари тертя «шток-направляюча», що в свою чергу при досягненні критичних значень може призвести до втрати властивостей робочої рідини.

Висновок. На підставі виконаних досліджень та проведеного аналізу:

1. Встановлений діапазон значень середньоквадратичних відхилень поздовжніх зусиль в межах швидкісного руху $V = 20 \div 140 \text{ км/год}$. Засобами комп'ютерного моделювання досліджено характер зміни поздовжніх бічних зусиль, які передаються на вузли кріплення амортизатора, та їх вплив на напружений стан елементів гасителя.

2. Виявлено суттєвий вплив стану колії на зміну поздовжніх бічних сил у заданому інтервалі швидкостей. Встановлено низьку чутливість жорсткості повідка до шуканих показників.

3. Запропоноване технічне рішення щодо проведення комплексної модернізації гідравлічного гасителя коливань надасть можливість поліпшити якість його роботи, зменшити ризик втрати працездатності внаслідок «заклинювання» від дії бічних сил, підвищити ресурс роботи.

Література

1. Черняк Г.Ю., Щербина Ю.В. Розробка моделі пасажирського вагона для досліджень динаміки в програмному комплексі «Універсальный механизм» // Збірник наукових праць ДЕТУТ. Серія «Транспортні системи і технології». – К.: ДЕТУТ, 2007. Вип.12. – С. 75-82.
2. Черняк Г.Ю., Щербина Ю.В. Розробка математичної моделі динаміки пасажирського вагона в програмному комплексі «Универсальный механизм» // Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології: Матеріали IV міжнародної науково-практичної конференції. Серія «Техніка, технологія». – К.: ДЕТУТ, 2008. – С. 112.
3. Pogorelov D.Yu. Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software / D.Yu. Pogorelov // Rail vehicle dynamics and associated problems. Gliwice: Silesian University of Technology, 2005. – P. 13-58.
4. Paul Tran. SOLIDWORKS 2016 Advanced Techniques, 728p.
5. Paul Kurowski. Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2016, 500p.

References

1. Chernyak G., Scherbina Yu. Розробка моделі пасажирського вагона для досліджень динаміки в програмному комплексі «Универсальный механизм» // Збірник наукових праць ДЕТУТ. Серія «Транспортні системи і технології». – К.: ДЕТУТ, 2007. Вип.12. – С. 75-82.
2. Chernyak G., Scherbina Yu. Розробка математичної моделі динаміки пасажирського вагона в програмному комплексі «Универсальный механизм» // Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології: Матеріали IV міжнародної науково-практичної конференції. Серія «Техніка, технологія». – К.: ДЕТУТ, 2008. – С. 112.
3. Pogorelov D.Yu. Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software / D.Yu. Pogorelov // Rail vehicle dynamics and associated problems. Gliwice: Silesian University of Technology, 2005. – P. 13-58.
4. Paul Tran. SOLIDWORKS 2016 Advanced Techniques, 728p.
5. Paul Kurowski. Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2016, 500p.

Ищенко В.Н, Щербина Ю.В. Повышение эффективности работы гидравлических гасителей колебаний пассажирских вагонов на тележках типа КВЗ-ЦНИИ путем конструктивных изменений.

В статье изложены результаты работы по поиску рациональных конструктивных схем и технических решений, относительно улучшения работы гидравлических гасителей колебаний в условиях эксплуатации.

На базе компьютерной модели динамики пассажирского вагона для скоростного движения в программном комплексе «Универсальный механизм» выполнено исследование усилий, передаваемых на шток гасителя колебаний в динамике. В САПП SolidWorks проведен расчет напря-

жений системы «шток-направляющая». Предложенный проект модернизации узлов гидравлического гасителя колебаний НЦ-1100.

Ключевые слова: гидравлические гасители колебаний, компьютерная модель гасителя, техническое состояние, модернизация узлов.

Ischenko V., Scherbina Y. Improving performance hydraulic oscillation passenger carriages type KBZ-CNII by changed constructions.

The article presents the results of the search of rational constructive schemes and technical solutions to improve the work of hydraulic oscillation in operation.

On the basis of a computer model of the car speakers for high-speed passenger traffic in the software package "Universal Mechanism" The research efforts that are transmitted to the rod oscillation dynamics. In SolidWorks CAD calculation of the stress system "rod-guide". The analysis of the problems in the hydraulic dampener domestic production based on analog, which arise during the operation of passenger cars and search for technical solutions aimed at improving the design of the dampers. The proposed modernization project of hydraulic units oscillation НЦ-1100.

Keywords: hydraulic dampers, a computer model damper, technical condition, upgrade units.

Ищенко В.М. – к.т.н., т.в.о. зав. кафедри «Вагони та вагонне господарство» Державного економіко-технологічного університету транспорту

Щербина Ю.В. – старший викладач кафедри «Вагони та вагонне господарство» Державного економіко-технологічного університету транспорту, e-mail: scherbina1520mm@gmail.com

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 14.03.2017

УДК 656

МЕТОДИКА УДОСКОНАЛЕННЯ ІНФОРМАЦІЙНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДІЯЛЬНОСТІ АВТОПЕРЕВІЗНИКА НА РИНКУ ПІВНІЧНОЇ АМЕРИКИ**Кічкін О.В., Водолазський О.О., Кічкіна О.І.****METHODS IMPROVED INFORMATION SUPPORT OF CARRIERS IN NORTH AMERICA****Kichkin O., Vodolazskiy O., Kichkina O.**

В статті розглядаються результати розробки та використання методики інформаційного забезпечення роботи автотранспортного підприємства з метою удосконалення його управління. Для цього в роботі розглянуто використання «хмарних» інформаційних сервісів, які спеціалізовані на обліку та супроводі вантажів, обліку та використанні короткострокових кредитів, обліку витрат палива, обліку та витратах на платних шляхах, бухгалтерському обліку автоперевізника. Створення додаткового інформаційного ресурсу взаємодії «хмарних» сервісів зробило можливим аналіз та прийняття рішень на основі цього аналізу в умовах змінної інформації в реальних умовах ведення бізнесу автоперевізень конкретного підприємства в Північній Америці. Додатково це створило умови для прискорення обробки інформації, пов'язаної з використанням «хмарних» сервісів певного функціонального спрямування. Саме це й стало основою запропонованої методики.

Ключові слова: витрати палива, платні шляхи, супровід вантажів, «хмарні» інформаційні сервіси, автоперевізнак.

Вступ. Останнім часом все частіше на інвестиційних порталах та форумах виникають пропозиції щодо інвестицій в логістичний бізнес США. В пошуках нових ринків послуг безліч українських логістичних кампаній вживає заходів з створення особистих або змішаних транспортно-логістичних підприємств. При цьому виникають проблеми адаптації документообігу і програмного забезпечення до законів та вимог країни в якій українські перевізники розвивають ринок послуг перевезень. Отже, необхідним є не тільки опанування інформаційним забезпеченням країни, де створюється транспортно-логістичний бізнес, а і його адаптація та удосконалення за умовами реальної ситуації в рамках певної стандартизації, тобто методики. Проблема інформаційного забезпечення бізнесу автоперевізень є одним з ключових питань його успіху. Тому не дивно, що останні десятиліття були, насправді, роками

розвитку технологій та конкретних рішень у цьому питанні.

На технологічному рівні слід відзначити впровадження в бізнес автоперевізень наступних інформаційних технологій:

- технології ідентифікації, взагалі, та радіоідентифікації (RFID), зокрема, для технологічного удосконалення руху вантажопотоків;
- мережевих технологій розвитку мобільного та стаціонарного Інтернету для удосконалення та розвитку спеціалізованих додатків;
- технологій баз даних та знань для розвитку та удосконалення «хмарних» сховищ даних.

Українські перевізники використовують в своїй діяльності основні програмні комплекси автоматизації та оптимізації бізнесу автомобільних перевезень, а саме «TransTrade» - програма автоматизації транспортної логістики, «1-C: Транспортна логістика і експедирування» - автоматизоване керування перевезеннями різними видами транспорту, «ProLog» - програма автоматизації документообігу, «ANTOR LogisticsMaster» - програма автоматизації праці диспетчера та планування маршрутів та інші. Звичайно, що будь-яка з них потребує адаптації та налагодження в умовах конкретного підприємства.

Постановка проблеми. Транспортний сектор вважається лідером в економіці США. Галузь вантажоперевезень є базовим компонентом всієї економіки США і складає приблизно 4% ВВП США. Прогнозоване зростання доходів від вантажоперевезень до 2023 року - 59%. Головна стратегія бізнесу полягає в необхідності забезпечити якомога більшу кількість вантажівок, що знаходяться в дорозі, вантажем. Щоб домогтися цього, необхідно максимально використовувати інформаційні ресурси і програмні комплекси на ринку автоперевезень. Розвиток «хмарних» технологій забезпечив умови ство-

рення сучасних інформаційних систем на ринку автотранспорту США:

- ITSDispatch – «хмарний» сервіс з обліку, супроводу, обслуговування автомобільних вантажів, супроводжувальної документації, інформації про водіїв та автотранспортні засоби; [2]

- FleetOne - «хмарний» сервіс з обліку та витрат палива комерційним автотранспортом; [3]

- KeepTruckin - «хмарний» сервіс забезпечення безпеки руху комерційного автотранспорту; [4]

- IPass – інформаційний ресурс, що забезпечує сервіс автоматичних розрахунків за користування платними шляхами (працює на технології RFID); [5]

- ComData - «хмарний» сервіс забезпечення «швидкого» кредитування вантажних та транспортних операцій автоперевізника; [6]

- QuickBooksOnline - «хмарний» сервіс обліку фінансових розрахунків та бухгалтерського обліку комерційних автотранспорту «малого» та «середнього» бізнесу [1].

Всі зазначені сервіси та ресурси створювалися для вирішення окремих питань або спеціалізувалися на окремій галузі діяльності, яка є невід'ємною складовою бізнесу автоперевізень.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Особливість цієї статті в тому, що розглядається питання удосконалення та адаптації інформаційних систем в умовах створення спільних або самостійних транспортно-логістичних підприємств на території США. Аналіз та дослідження інформаційних систем на ринку автоперевізень на прикладі Північної Америки, а також їх удосконалення українськими авторами не здійснювалось до цього часу.

Мета статті. Метою дослідження є створення методики удосконалення існуючих інформаційних систем на ринку автоперевізень США та вирішення проблеми, яка існує в практичній площині в бізнесі автоперевізень взагалі, та Північної Америки зокрема, а саме необхідність інформаційної взаємодії спеціалізованих «хмарних» сервісів між собою з метою обліку, розрахунку та аналізу інтегрованих показників роботи автоперевізника в рамках стандартної методики.

З цією метою розробники вищезазначених сервісів дають змогу вивантаження інформації в «стандартних» форматах (.PDF, .XLS, .CSV) для подальшої обробки додатками користувачів.

Створення методики з метою обліку, аналізу, розрахунку інтегрованих показників роботи автоперевізника є завданням, яке було вирішено авторами.

Результати досліджень. Для вирішення поставлених задач була створена локалізована (в межах окремої компанії-автоперевізника) база даних з відповідним програмним забезпеченням.

Створене програмне забезпечення дало змогу отримати якісний та кількісний аналіз роботи:

- водія, що складається з інформації про вантаж, який був перевезений конкретним водієм, дат

перевезень, вартості вантажу, пробігу з вантажем та порожнього, дорожніх витрат (паливо та вартість платних шляхів), зарплати водія та напряму перевезень. Використання MS ACCESS в якості проектного середовища дало можливість створити відповідну базу даних для якої були створені запити з метою отримання інформації для побудови нижче наведеного репорта аналізу роботи водія:

```
SELECT DISTINCTROW DriverFuel1.Unit,
Sum(DriverFuel1.F16) AS FuelPassMoney
FROM DriverFuel1
WHERE DriverFuel1.F7 BETWEEN [Start date] AND
[End date]
GROUP BY DriverFuel1.Unit;
SELECT ITS1.F1 AS Load, ITS1.F2 AS OriginDate,
ITS1.F3 AS DestinationDate, ITS1.F4 AS Promiles,
ITS1.F5 AS EmptyMiles, ITS1.F9 AS Truck, ITS1.F22
AS LineHaul, ITS1.F33 AS Driver
FROM ITS1
WHERE ITS1.F2>=[Start date] AND ITS1.F2<=[End
date];
SELECT A.Load, A.OriginDate, A.DestinationDate,
A.ProMiles, A.EmptyMiles, A.Truck, A.LineHaul*1
AS LineHaul, A.Driver, B.*, C.PayDriver
FROM (ITS1111 AS A INNER JOIN Fuel1111 AS B
ON B.Unit=A.Truck) INNER JOIN Drivers1 AS C ON
C.Truck=A.Truck;
```

- трака та трейлера, що містить інформацію про вантаж перевезення, дати перевезень, пробіг з вантажем та порожній, вартість вантажу, дорожні витрати (паливо та платні шляхи), зарплату водія цього траку та ім'я та прізвище водія, який їхав на цьому траку з цим вантажем. В MS Access були створені запити для побудови цього репорту:

```
SELECT DriverFuel1.Unit AS Truck, DriverFuel1.F7
AS DateFuel, DriverFuel1.F17 AS FuelSum
FROM DriverFuel1
WHERE (((DriverFuel1.F7) BETWEEN [Start date]
And [End date]) AND ((DriverFuel1.F17)>0));
SELECT D.FuelSum, D.DateFuel, D.Truck, I.*
FROM ITS1 AS I LEFT JOIN [DriverFuel1-
TruckControl060217] AS D ON D.Truck=I.F9
WHERE I.F2 BETWEEN [Start date] AND [End date];
```

- напряму (маршруту) перевезень, який містить інформацію про номер вантажу, дати перевезень, вартість вантажу, пробіг порожній та з вантажем, маршрут перевезень та номер траку, який здійснив це перевезення. Відповідні SQL-запити для побудови репорта наведені нижче:

```
SELECT I.F1 AS LoadNumber, sum(D.F16) AS Sum-
FuelPass
FROM ITS1 AS I INNER JOIN DriverFuel1 AS D ON
D.[Unit]=I.F9
WHERE D.F7>= I.F2 AND D.F7<I.F3
GROUP BY I.F1;
```



```
SELECT D.LoadNumber, D.SumFuelPass, I.*, I.F14*1
AS LineHaul, right(I.F6,2)+" "+right(I.F7,2) AS Traf-
fic, S.PayDriver, S.PercentagePay
FROM (ITS1 AS I LEFT JOIN [ITSFuel1180117-ok]
AS D ON D.LoadNumber=I.F1) INNER JOIN [ITS-
Drivers1240117-ok] AS S ON S.LoadNumber=I.F1
WHERE I.F2 BETWEEN [Start date] AND [End date];
```

• конкретного вантажу з урахування інформації з усіх перерахованих «хмарних» сервісів та інформації про видані дорожні чеки (короткострокові кредити). Відповідні SQL-запити для побудови нижченаведеної форми побудовані в MS Access:

```
SELECT Q.*, I.F1 AS LoadNum, I.F2 AS ShipDate,
I.F3 AS DelivDate, I.F4 AS ProMiles, I.F5 AS Tot-
alEmptyProMiles, I.F6 AS Origin, I.F7 AS Destination,
I.F8 AS PONumbers, I.F9 AS Truck, I.F10 AS Trailer,
I.F11 AS EquipmentType, I.F12 AS LoadType, I.F13
AS Weight, I.F14 AS LineHaul, I.F16 AS PD, I.F18 AS
FCS, I.F20 AS AddCharges, I.F24 AS CarrierName,
I.F25 AS CarrierPay, I.F27 AS CarrierPD, I.F29 AS
CarrierFSC, I.F31 AS CarrierOtherCharges, I.F33 AS
DriverName, I.F34 AS GrossDriverPay, I.F36 AS De-
ductions, I.F38 AS Additional, I.F40 AS NetDriverPay,
I.F41 AS SalesRep1Name, I.F42 AS Sales-
Rep1Commission, I.F44 AS SalesRep2Name, I.F45 AS
SalesRep2Commission, I.F47 AS TotalSalesRepCom-
mission, I.F49 AS GrossMargin, I.F51 AS NetProfit,
I.F53 AS Part
FROM QuickBooksSales2 AS Q INNER JOIN ITS1
AS I ON Q.[No#]=I.F1
WHERE len(Q.[No#])=4
ORDER BY Q.Date;
```

Завдяки локальній базі даних автоперевізника, яка використовує дані наведених вище програм, у керівника компанії з'явилась можливість аналізувати;

- діяльність кожного водія за періодами, за якістю використання траку, за професійним рівнем, за долею прибутку, що він приносить компанії;
- роботу диспетчерів за кількістю «холостих» пробігів, за вартістю перевезення, за характером взаємодії з водіями, кількістю простоїв;
- технічний стан автомобілів, кількість та характер аварій та порушень на дорогах;
- стан розрахунків брокерів з компанією, характер взаємодії диспетчерів з брокерами.

Крім представлених вище репортів система дозволяє виводити інформацію в графічному вигляді (діаграми, графіки за вказаний період). Це завершує перший етап методики, який можна вважати інформаційно-аналітичним.

Окремої уваги потребує розрахунковий блок програмного забезпечення, який є наступним (розрахунковим) етапом методики та включає в себе:

- розрахунок доходу компанії за певний період часу в розрізі траку, водія, вантажу, напрямку перевезення та компанії в цілому;

- розрахунок витрат компанії за певний період часу в розрізі траку, водія, вантажу, напрямку перевезення та компанії в цілому;

- розрахунок доходу компанії на мильо пробігу за певний період часу в розрізі траку, водія, вантажу, напрямку перевезення та компанії в цілому;

- розрахунок витрат компанії на мильо пробігу за певний період часу в розрізі траку, водія, вантажу, напрямку перевезення та компанії в цілому.

Отримані розрахункові дані дали змогу зробити постановку та вирішити наступні оптимізаційні задачі, які й є завершальним етапом запропонованої методики (оптимізаційно-логістичним):

- задача планування маршруту перевезення з урахуванням платних доріг за критеріями мінімуму часу та мінімуму витрат (палива та сплати за дороги);

- задача визначення оптимального завантаження автомобіля у зворотному напрямку з урахуванням норм та режимів праці водія та умов брокерів.

Ця задача потребує врахування як кількісних, так і якісних факторів, які в свою чергу можуть бути чітко формалізовані і ні. Отже для вирішення такої задачі використовується апарат нечіткої логіки і «розмитих» множин.

Висновки. Створення методики удосконалення інформаційної взаємодії «хмарних» сервісів зробило можливим аналіз та прийняття рішень на основі цього аналізу в умовах змінної інформації в реальних умовах ведення бізнесу автоперевізень конкретного підприємства в Північній Америці. Додатково це створило умови для прискорення обробки інформації, пов'язаної з використанням «хмарних» сервісів певного функціонального спрямування.

Л і т е р а т у р а

1. <https://qbo.intuit.com/qbo38/login?&useNeo=true®ion=US>
2. <https://www.itdispatch.com/>
3. <https://fleet.fleetone.com/Default.aspx?SKey=d6bb741b-069b-4419-822a-d2191b5d885e>
4. <https://keeptruckin.com/>
5. <https://www.getipass.com/>
6. <https://w6.icconnectdata.com/login/Controller?XFunction=InitLogin>

R e f e r e n c e s

1. <https://qbo.intuit.com/qbo38/login?&useNeo=true®ion=US>
2. <https://www.itdispatch.com/>
3. <https://fleet.fleetone.com/Default.aspx?SKey=d6bb741b-069b-4419-822a-d2191b5d885e>
4. <https://keeptruckin.com/>
5. <https://www.getipass.com/>
6. <https://w6.icconnectdata.com/login/Controller?XFunction=InitLogin>

Кичкин А.В., Водолазский А.А., Кичкина Е.И.
Методика удосконалення інформаційного забезпечення діяльності автоперевізника на ринку Північної Америки.

В статье рассматриваются результаты разработки и использования методики информационного обеспечения работы автотранспортного предприятия с целью совершенствования его управления. Для этого в работе рассмотрено использование «облачных» информационных сервисов, которые специализированы на учете и сопровождении грузов, учете и использовании краткосрочных кредитов, учете расхода топлива, учете расходов на платных дорогах, бухгалтерском учете автоперевозчика. Создание дополнительного информационного ресурса взаимодействия «облачных» сервисов сделало возможным анализ и принятие решений на основе этого анализа в условиях переменной информации в реальных условиях ведения бизнеса автоперевозок конкретного предприятия в Северной Америке. Дополнительно это создало условия для ускорения обработки информации, связанной с использованием «облачных» сервисов определенного функционального направления.

Ключевые слова: *расход топлива, платные дороги, сопровождение грузов, «облачные» информационные сервисы, автоперевозчик.*

Kichkin O., Vodolazskiy O., Kichkina O.
Methods improved information support of carriers in North America.

The paper deals with the results of the development and use methods of information support motor company to improve its management. For this paper, the use of "cloud" information services that specialize in accounting and accompanied transport, registration and use of short-term loans, accounting of fuel, inventory and costs for toll roads, accounting autocarrier. Creating an additional information resource interactions "cloud" services made possible analysis and decision making on the basis of this analysis in variable information in the real business of a particular company in North America. Additionally, it created conditions for faster processing of information related to the use of "cloud" services specific functional areas.

Keywords: *fuel, toll ways, support of cargoes, "cloud" information services, autotransporter.*

Кічкін О.В. – старший викладач кафедри ЗАТІТС СНУ ім. В.Даля, e-mail: kichkin@ukr.net

Водолазський О.О. – старший викладач кафедри ЛУБРТ СНУ ім.В.Даля, e-mail: alexey.vodolazskyy@gmail.com

Кічкіна О.І. – доцент кафедри ЗАТІТС СНУ ім. В.Даля, e-mail: ki4kinaoi@ukr.net

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 13.03.2017

УДК 629.113.004

НАДІЙНІСТЬ СИСТЕМ АКТИВНОЇ БЕЗПЕКИ АВТОМОБІЛІВ-ТЯГАЧІВ**Кравченко О.П., Зубачик С.Л., Мухін Р.Г.****RELIABILITY OF ACTIVE SAFETY CARS-TRACTOR****Kravchenko O., Zubachik S., Mukhin R.**

Наведено аналіз експлуатаційної надійності кермової та гальмівної систем автомобілів-тягачів Mercedes-Benz Actros LS 1844 та Volvo FH 1242, що виконують міжнародні вантажні перевезення. Встановлено, що розглянуті системи є надійним, які відповідають сучасним вимогам, але в яких мають місце порушення працездатності. Отримано розподіли порушень працездатності і загальні показники експлуатаційної надійності. Встановлено елементи з більшою кількістю відмов. Отримано закономірності порушень працездатності, які в значній мірі відрізняються на етапах гарантійного та післягарантійного пробігів.

Ключові слова: автомобіль-тягач, кермова система, гальмівна система, надійність, відмова, закономірність, кількісні показники.

Постановка проблеми. Ефективна робота автомобільного транспорту забезпечується комплексом показників підприємства-виробника та підтримкою експлуатаційної надійності в умовах використання рухомого складу. Поширеним видом вантажних автомобілів, що виконують міжнародні перевезення, є автомобілі-тягачі Mercedes-Benz Actros LS 1844 та VOLVO FH 1242. Здатність систем автомобілів зберігати працездатність в процесі експлуатації транспортного засобу грає важливу роль в забезпеченні їх безпечної роботи.

Щоб підвищити безпеку на дорогах, протягом останніх десятиліть ведуться роботи по впровадженню на автомобільному транспорті сучасних систем активної безпеки. Їх призначенням є вжиття заходів щодо запобігання дорожньо-транспортних пригод та зниження їх тяжкості. Міжнародні технічні правила (Global Technical Regulations), розроблені Робочою групою №29 СЕК ООН (WP.29), зокрема, Правила №8 [1], націлені на підвищення безпеки водіїв, пасажирів та пішоходів, а також забезпечення збереження вантажів шляхом зменшення впливу людського (суб'єктивного) фактора на процес управління транспортним засобом.

Впровадження сучасних технологій в серійну продукцію концерну Mercedes-Benz простежується з

вантажівок серії NG 80. На початку 1980-х рр. тягачі обладналися системою ABS, а з середини 1980-х - і противобуксовочною системою. Пізніше на вантажівках серії SK стала доступна програма електронної стабілізації ESP.

Якісне переоснащення відбулося в 1996 році, коли був випущений Mercedes-Benz Actros першого покоління. Автомобіль отримав інноваційну гальмівну систему Telligent і систему регулювання крену під таким же позначенням. Пізніше в актив вантажівок додалися системи контролю смуги руху, система підтримки дистанції, система Active Brake Assist (ABA) [2].

Впровадження нових технологій, безсумнівно, веде до підвищення безпеки автомобілів, проте, не менш важливу роль відіграє здатність цих систем зберігати працездатність в процесі експлуатації транспортного засобу. Особливо високі вимоги пред'являються до надійності елементів, пов'язаних із здійсненням маневру – кермової та гальмівної систем.

Для оцінки безвідмовності застосовуються основні показники: ймовірність безвідмовної роботи, ймовірність відмови, щільність ймовірності безвідмовної роботи, середнє напрацювання до відмови, інтенсивність відмови [3].

Матеріали та результати дослідження. Проведено дослідження надійності елементів, працездатність яких забезпечує активну безпеку автомобіля - кермова та гальмівна системи.

Досліджувалися автомобілі-тягачі MERCEDES-BENZ ACTROS LS 1844 в кількості 160 одиниць із середнім пробігом 700 тис. км і автомобілі-тягачі VOLVO FH 1242 в кількості 100 одиниць із середнім пробігом 600 тис. км, що виконують міжнародні вантажні перевезення [4, 5].

Аналіз відмов елементів розглянутих систем показав наступне. Для автомобілів-тягачів MERCEDES-BENZ загальний відсоток відмов систем складає 20,4%, для автомобілів-тягачів VOLVO - 6,1%.

Розподіл порушень працездатності елементів кермової системи автомобілів-тягачів MERCEDES-

BENZ має наступний вигляд: наконечники поздовжньої тяги - 39,3%, шланги гідропідсилювача - 21,7%, сальники гідропідсилювача - 10,7%, вал керований - 6,6%, наконечники поперечної тяги - 6,3%, ремкомплект кермового механізму - 5,5%, тяга подовжня - 3,3%, тяга поперечна - 2,9%, гайка наконечника кермової тяги - 2,2%, насос гідропідсилювача - 1,5%.

Аналіз відмов елементів кермової системи автомобілів-тягачів VOLVO показав високу надійність системи. За весь період експлуатації зафіксовано шість відмов: насос гідропідсилювача - три випадки, замінена одна поздовжня тяга, був замінений один регулювальний трос і одна гайка шкворня.

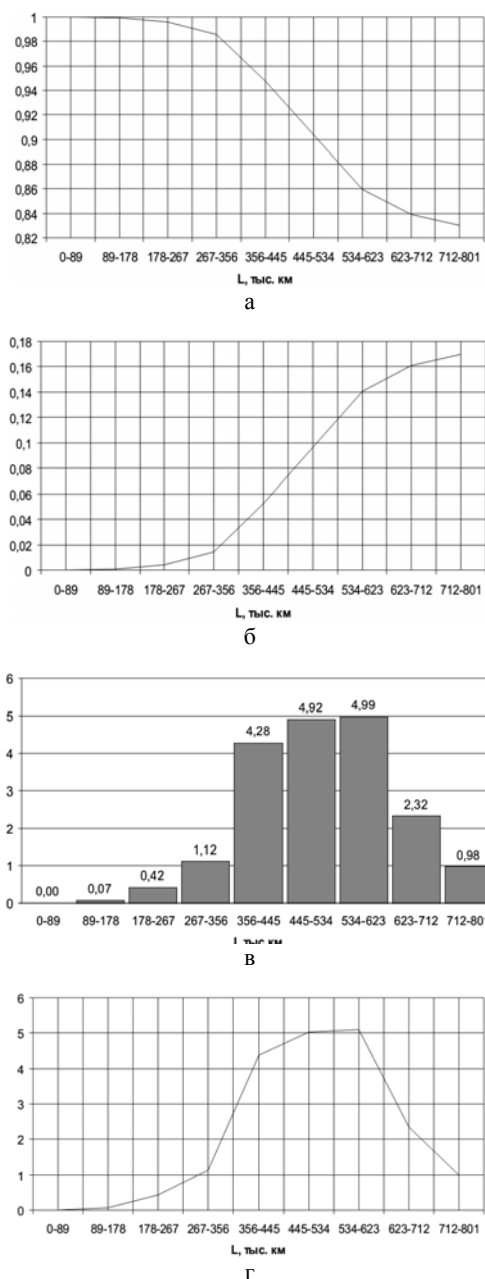


Рис. 1. Показники безвідмовності роботи кермової системи автомобіля MERCEDES-BENZ: а - ймовірність безвідмовної роботи, б - ймовірність відмови, в - частота відмов, г - інтенсивність відмов

Середнє напрацювання на відмову кермової системи автомобілів-тягачів MERCEDES-BENZ склало 493987,7 км, автомобілів VOLVO - 100000 км. Середнє значення параметра потоку відмов для MERCEDES-BENZ складає $0,34 \cdot 10^{-3}$ 1/км, для VOLVO - $0,01 \cdot 10^{-3}$ 1/км. Результати розрахунку показників безвідмовності роботи кермової системи в залежності від пробігу представлені на рисунках 1 та 2.

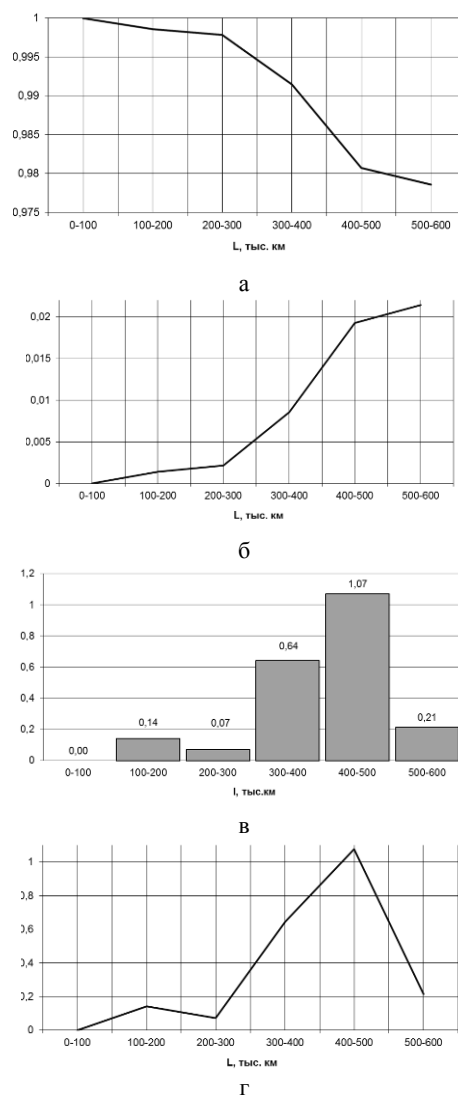


Рис. 2. Показники безвідмовності роботи кермової системи VOLVO: а - ймовірність безвідмовної роботи, б - ймовірність відмови, в - частота відмов, г - інтенсивність відмов

Аналіз надійності гальмівної системи автомобілів MERCEDES-BENZ виявив порушення працездатності: гальмівні диски - 78,2%, датчики ABS - 6,2%, модулятори EBS (як правило, задньої осі) - 5%, кабель EBS - 2,9%, блок EBS - 1,7%. Мали місце відмови енергоакумуляторів - 1,8%, операції заміни гальмівних шлангів і розеток ABS, модуля управління гальмами та ін. мали місце в одиничних випадках і складають в сумі 4,2%. Для гальмівної

системи MERCEDES-BENZ середнє напрацювання до відмови складо 465200,2 км, а середнє значення параметра потоку відмов $0,823 \cdot 10^{-3}$ 1/км. Отримані значення показників безвідмовності роботи гальмівної системи наведені на рисунку 3.

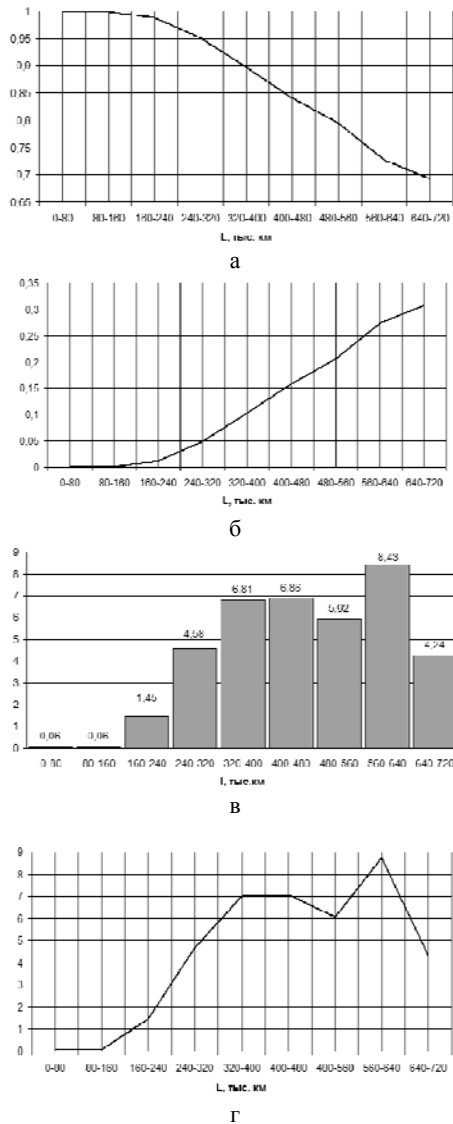


Рис. 3. Показники безвідмовності роботи гальмівної системи MERCEDES-BENZ: а - ймовірність безвідмовної роботи, б - ймовірність відмови, в - частота відмов, г - інтенсивність відмов

Щодо «слабких» місць гальмівної системи тягача VOLVO виявилися супорти - зафіксовано 24 відмови. Загальна кількість відмов гальмівної системи – 70 випадків, інші «слабкі» місця: енергоакумулятор, кран управління гальмами, модулятор, пневмошланг, дві відмови - клапани обмежувача тиску. Для гальмівної системи тягача VOLVO середнє напрацювання до відмови складо 200000 км, а середнє значення параметра потоку відмов $0,05 \cdot 10^{-3}$ 1/км. Значення показників безвідмовності роботи гальмівної системи наведені на рисунку 4.

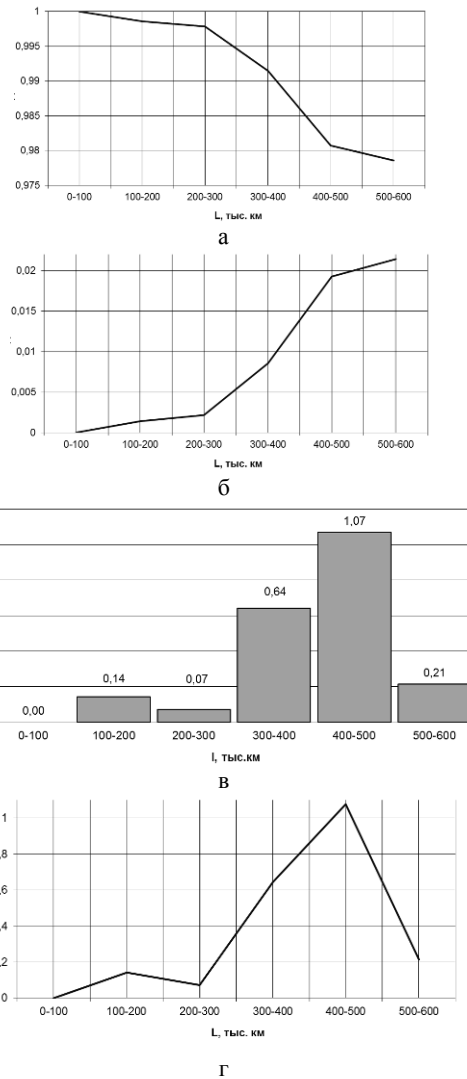


Рис. 4. Показники безвідмовності роботи гальмівної системи VOLVO: а - ймовірність безвідмовної роботи, б - ймовірність відмови, в - частота відмов, г - інтенсивність відмов

Висновки. Результати проведеного аналізу дозволяють зробити висновки про надійність кермової та гальмівної систем автомобілів-тягачів Mercedes-Benz Actros LS 1844 та Volvo FH 1242, встановлено причини виникнення відмов. Системи відповідають сучасним вимогам, але в них мають місце порушення працездатності. Проведені дослідження дали змогу раціонально організувати технічне обслуговування автомобілів та оптимізувати кількість запасних частин, які повинні бути в наявності на підприємстві для зменшення простою автомобільного парку і підвищення ефективності його роботи.

Література

1. Electronic stability control systems: Global technical regulation No.8 (ECE/TRANS/180/Add.8) // Global Registry / United Nations. Established 28 June 2008; registered 31 July 2008. - Geneva, 2008. - 74 p.
2. Кушвид Р.П. Испытания автомобиля. – М.: МГИУ, 2011. – 351 с.

3. Бажинов О.В., Кравченко О.П. Надійність автомобільних поїздів: монографія.– Луганськ: вид-во «Нолідж», 2009. – 412 с.
4. Кравченко А.П. Надежность систем активной безопасности автомобилей-тягачей MERCEDES-BENZ ACTROS LS 1844 / А.П. Кравченко, Е.А. Верительник // Материалы международной научно-технической конференции “Безпека дорожнього руху: правові та організаційні аспекти”. – Донецьк: ЛАНДОН-XXI, 2012. – С. 213–216.
5. Кравченко А.П. Надежность систем активной безопасности автомобилей-тягачей / А.П. Кравченко, Е.А. Верительник // Материалы III Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та дорожнього руху», 16 – 17 квітня 2013 р., Харків. – Харків: ХНАДУ, 2013. – С. 152–154.

References

1. Electronic stability control systems: Global technical regulation No.8 (ESE/TRANS/180/Add.8) // Global Registry / United Nations. Established 28 June 2008; registered 31 July 2008. - Geneva, 2008. - 74 p.
2. Kushvid R.P. Ispytaniya avtomobilya. – M.: MGIU, 2011. – 351 s.
3. Bazhinov O.V., Kravchenko O.P. Nadijnist' avtomobil'nih poїzdıv: monografiya.– Lugans'k: vid-vo «Noulidzh», 2009. – 412 s.
4. Kravchenko A.P., Veritel'nik E.A. Nadezhnost' sistem aktivnoj bezopasnosti avtomobilej-tyagachej MERCEDES-BENZ ACTROS LS 1844 / A.P. Kravchenko, E.A. Veritel'nik // Materialy mezhdunarodnoj nauchno-tekhnicheskoy konferencii “Bezpeka dorozhn'ogo ruhu: pravovi ta organizacijni aspekti”. – m. Donec'k: LANDON-HKHI, 2012. – S. 213–216.
5. Kravchenko A.P. Nadezhnost' sistem aktivnoj bezopasnosti avtomobilej-tyagachej / A.P. Kravchenko, E.A. Veritel'nik // Materiali III Mizhnarodnoї naukovo-praktichnoї konferencii «Problemi pidvishchennya rıvnıya bezpeki, komfortu ta dorozhn'ogo ruhu», 16 – 17 kvitnya 2013 r., Harkiv. – Harkiv: HNADU, 2013. – S. 152–154.

Кравченко А.П., Зубачик С.Л., Мухин Р.Г. Надежность систем активной безопасности автомобилей-тягачей.

Рассмотрен анализ эксплуатационной надежности рулевого управления и тормозной системы автомобилей-тягачей Mercedes-Benz Actros LS 1844 и Volvo FH 1242, выполняющих международные грузовые перевозки. Установлено, что рассмотренные системы являются надежными, соответствующие современным требованиям, но в которых имеют место нарушения работоспособности. Получены распределения нарушений работоспособности и общие показатели эксплуатационной надежности. Установлены элементы с большим количеством отказов. Получены закономерности нарушений работоспособности, которые в значительной степени отличаются на этапах гарантийного и послегарантийного пробегов.

Ключевые слова: автомобиль-тягач, тормозная система, рулевое управление, надежность, отказ, закономерность, количественный показатель.

Kravchenko O., Zubachik S., Mukhin R. Reliability of active safety cars-tractors

The analysis of the operational reliability of the braking system and steering control of Mercedes-Benz Actros LS 1844 and Volvo FH 1242 trucks engaged in international cargo transportation is considered. It is established that the systems considered are reliable, meeting modern requirements, but in which there are disruptions in working capacity. Distributions of operational disruptions and general indicators of operational reliability are obtained. Installed with a large number of failures. Regularities of working capacity violations are obtained, which differ to a great extent at the stages of warranty and post-guarantee runs.

Keywords: truck-tractor, braking system, steering, reliability, failure, regularity, quantitative indicator.

Кравченко О.П. – проф., д.т.н., професор кафедри автомобілів та автомобільного господарства житомирського державного технологічного університету, м. Житомир, Україна, e-mail: avtoap@ukr.net.

Зубачик С.Л. – технічний директор, підприємство міжнародних перевезень “Компанія TRANSPLE”, м. Київ, Україна, e-mail: 7787sobolek@inbox.ru.

Мухін Р.Г. – генеральний директор, “Gigatrans GmBH”, м. Берлін, Німеччина, e-mail: mukhin@gigatrans.de.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 14.03.2017

УДК 629.3.018.2(477)

КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ, ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ ПРОЦЕС ВИДОБУТКУ І ТРАНСПОРТУВАННЯ ВУГЛЕВОДНІВ В ШЕЛЬФАХ ЧОРНОГО ТА АЗОВСЬКОГО МОРИВ**Шибасв О.Г., Акімова О.В., Кравченко О.А.****CLASSIFICATION OF TECHNICAL TOOLS THAT FACILITATE PRODUCTION AND TRANSPORTATION OF HYDROCARBONS IN THE BLACK AND AZOV SEAS****Shibaev O., Akimova O., Kravchenko O.**

У статті розглянуто перспективи обсягів видобутку та запасів вуглеводнів в Чорноморсько-Азовському регіоні. Формалізовано основні етапи проекту видобутку і транспортування вуглеводнів, охарактеризовано та класифіковано типи технічних засоби, що забезпечують процес видобутку і транспортування вуглеводнів.

Ключові слова: запаси вуглеводнів в шельфах морів, видобуток та транспортування вуглеводнів в шельфах морів, технічні засоби що забезпечують процес видобутку вуглеводнів в шельфах морів, офшорні судна.

Вступ. Одним з основних показників рівня розвитку цивілізації є використання енергетичних ресурсів. Під енергетичними ресурсами прийнято розуміти запаси природних багатств, що служать джерелом механічної, теплової і світлової енергії. До основних енергетичних ресурсів належать вугілля, нафта і природний газ. Нафта є незамінним стратегічним ресурсом, завдяки своїй високій енергоємності і зручності в транспортуванні, що дозволяє їй відігравати основну роль в розвитку зовнішньоекономічних зв'язків між країнами світу.

Постановка проблеми. Перспективи видобутку вуглеводнів в шельфах морів, що засновані на економічній доцільності і підтверджуються дослідженнями, по яких в надрах під морським дном міститься половина загальносвітових запасів вуглеводнів. Однак, розробка родовищ на морському шельфі - це наукомісткий, технологічно складний і, в той же час, небезпечний процес. Тому потребує постійного удосконалення цілого комплексу взаємопов'язаних задач з організації кожного етапу видобутку і транспортування вуглеводнів, найважливішу роль, серед яких, відіграє відбір та використання технічних засобів, що забезпечують цей процес.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз наукової літератури [1-7], показав, що у всіх напрямках наукової думки з питань розробки та

експлуатації нафтогазових родовищ існують відомі фундаментальні праці [2, 4, 6], в яких наведені розробки нових технологій видобутку вуглеводнів, нові методи рішення задач з моделювання об'єктів і процесів нафтовидобутку [1, 3], методи вибору обладнання для експлуатації свердловин [5], та ін. Авторами цих праць є Азіз Х., Сеттари Э., Дворянінов Н. Е., Бойко В. С., Веревкин А.П., Кирюшин О.В., Соловьев В.Я., Мастобаев Ю.В та інші вчені.

Мета статті. Класифікувати технічні засоби, що забезпечують процес видобутку і транспортування вуглеводнів в шельфах Чорного та Азовського морів.

Для досягнення поставленої мети слід вирішити наступні задачі:

- охарактеризувати перспективи добути вуглеводів в шельфах Чорного та Азовського морів
- сформулювати основні етапи проекту по видобутку та транспортуванню вуглеводнів;
- визначити, класифікувати та охарактеризувати технічні засоби, що забезпечують процес видобутку та транспортування вуглеводнів в шельфах Світового океану.

Результати досліджень. В даний час, в українській акваторії Чорного та Азовського морів сейсморозвідкою виявлено 109 перспективних структур. Їх загальні запаси оцінюються в більш ніж 1,5 млрд. т умовного палива. І це при тому, що пошуково-розвідувальні роботи проводилися в дуже обмежених обсягах, і ступінь вивченості ресурсів не перевищує 4 % [7]. Нерозвідані запаси вуглеводнів на шельфі оцінюються Українським державним геологорозвідувальним інститутом в 1852,96 млрд.м³ газу, 157,2 млн. т нафти і 186,2 млн. т конденсату [8].

Підтвердженням великих запасів вуглеводнів в Чорноморсько-Азовському регіоні є приклад розробки родовищ не тільки Україною, а й такими краї-

нами як Болгарія, Румунія, Туреччина, Грузія та Росія [9].

У Болгарії прибережна чорноморська зона найбідніша на вуглеводні. Проте, ця обставина не завадила уряду повністю розподілити свій шельф. Оскільки країна не володіє відповідною технікою, ні технологіями і власними фахівцями для морського нафто-газо-видобування, ліцензії були розпродані іноземним компаніям. Сумарний видобуток на болгарському шельфі складає лише шосту частину потреб країни в «блакитному паливі».

Румунія збільшила свій щорічний нафтовий видобуток на Чорноморському шельфі. Румунія долучила капітали, техніку і технології, а також фахівців відомих світових корпорацій. А розвідувальне буріння дає підставу на відкриття значного нафтового родовища з геологічними запасами понад 120 млн. т нафти.

У 2004 р. державна «Турецька національна нафтова компанія» оголосила про початок широкомасштабного вивчення і освоєння вуглеводневих ресурсів, як на суші, так і в своєму секторі Чорного моря. Розвідувальне буріння виявилось успішним: на всіх структурах були знайдені газові родовища. В своїй частині чорноморського шельфу турецькі фахівці оцінюють запаси природного газу в 800 млрд. м³ і нафти - 1,1 млрд. т.

Дані розвідки чорноморського шельфу Грузії показали, що запаси нафти в цьому районі можуть бути в діапазоні від 200 до 600 млн. т. Було виявлено три перспективні ділянки.

У російській частині акваторії Чорного моря в цілому виконано трохи більше 22 тис. км сейсморозвідки. Результати цих робіт привели до істотної зміни наявних уявлень про геологічну будову регіону і до відкриття принципово нових типів пасток в невивчених частинах розрізів Азовського і Чорного морів на глибинах, доступних для буріння, так зва-

них «біогерм». Таким чином, прогнозні російські ресурси з урахуванням біогермних, або рифогенних пасток значно зросли.

Україна володіє значними розвіданими запасами і прогнозними ресурсами вуглеводнів. Перспективи добичі вуглеводнів в Україні пов'язані з акваторіями Чорного і Азовського морів. Прогнозні ресурси вуглеводнів акваторій морів складають близько 1,9 млрд. т умовного палива. Проте, Україна споживає енергетичних ресурсів мінімум на 7 % більше, ніж виробляє, в наслідок чого знаходиться в значній залежності від імпорту вуглеводнів з інших країн.

Перспективи видобутку на шельфах засновані на економічній доцільності і підтверджуються дослідженнями, за якими, в надрах під морським дном міститься половина загальносвітових запасів вуглеводнів.

Основною компанією по видобутку, транспортуванню і переробці нафти і природного газу в Україні являється державна національна акціонерна компанія «Нафтогаз України». Компанія є вертикально-інтегрованою нафтогазовою компанією, яка здійснює повний цикл операцій по розвідці родовищ, експлуатаційного і розвідувального буріння, транспортування і зберігання нафти і газу, транспортування природного і зрідженого газу споживачам.

До складу компанії входять такі дочірні компанії як: «Укргазвидобування», «Укрнафта», «Укртрансгаз», «Укртраснафта» і так далі. Оскільки зі складу НАК «Нафтогаз України» вийшло підприємство ДАТ «Чорноморнафтогаз», яке здійснювало повний комплекс заходів по видобутку і транспортуванню нафти, пріоритетами компанії стають оновлення ресурсної бази, а також формування проекту видобутку і транспортування вуглеводнів. Проект видобутку вуглеводнів можна розділити на чотири основних етапів (рис 1).

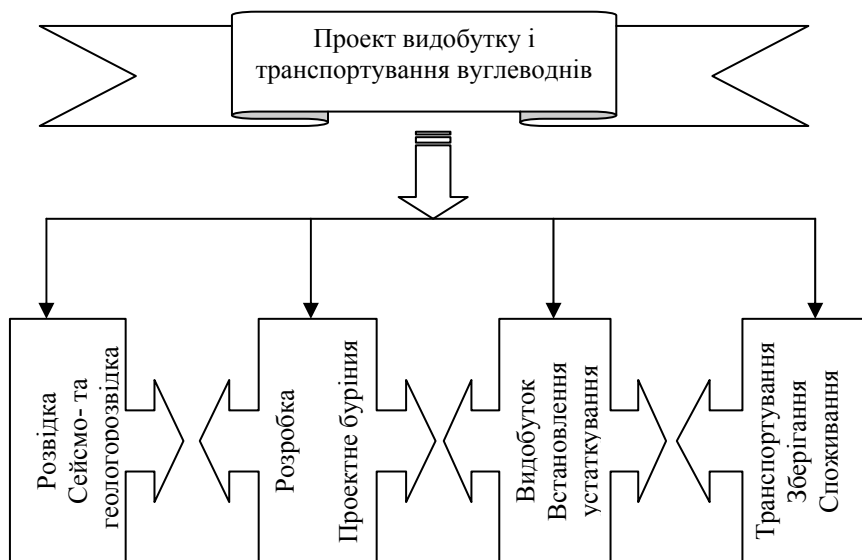


Рис. 1. Проект видобутку і транспортування нафти

Розглядаючи етапи видобутку і транспортування нафти, нафтопродуктів і природного газу можна виділити наступні основні завдання:

- наукове обґрунтування технології проведення сейсмо-геолого-розвідувальних робіт в українських шельфах Чорного і Азовського морів;

- вдосконалення методики підготовки і обґрунтування розвіданих геологічних резервуарів для забезпечення подальшого видобутку вуглеводнів, а також розгляд можливості використання виявлених порожнеч в якості підземних резервуарів для зберігання нафти;

- розробка проекту встановлення комплексних споруд для забезпечення процесу видобутку нафти, нафтопродуктів і природного газу;

- розробка проекту організації транспортування вуглеводнів для наступної переробки або кінцевому споживачеві різними видами транспорту.

Кожний етап проекту видобутку вуглеводнів має своє технічне забезпечення, представлене на рис. 2.

Морські судна, що забезпечують процес видобутку та постачання вуглеводнів в шельфі морів працюють в недалеко від берега, що згідно світовій практиці мають назву «офшорні судна» (від англ. offshore - «поза берегом»).

Сумарне постачання офшорних морських суден збільшилися з 179 одиниць у 2004 році до 616 в 2016 році.

Офшорні судна - це самохідні або несамохідні споруди, стаціонарні або плавучі платформи, спеціального призначення, які виконують роботи в прибережній зоні або шельфі морів прибережних держав.

Офшорні судна можна класифікувати відповідно до виду завдань нафтогазової індустрії для виконання яких вони спроектовані, а саме:

- розвідка і оцінка родовищ;
- буріння свердловин;
- установка платформ;
- створення підводної інфраструктури;
- прокладка трубопроводів;
- забезпечення нафтогазових і газових платформ.

Розвідка та оцінка родовищ здійснюється сейсмічними суднами (Seismic survey vessels) - високотехнологічними спеціалізованими суднами для збору і подальшої обробки сейсмічних даних. Судна цього типу використовуються як для сейсмічних, так і для пошуково-розвідувальних, дослідницьких робіт з пошуку нафтогазових родовищ в морях Світового Океану. Збір інформації здійснюється за допомогою буксируваних стримерів.

Нафтодобувні платформи можна класифікувати:

- за відстанню буріння – в шельфах морів, у відкритому морі;
- за способом установки – стаціонарні, плавучі;

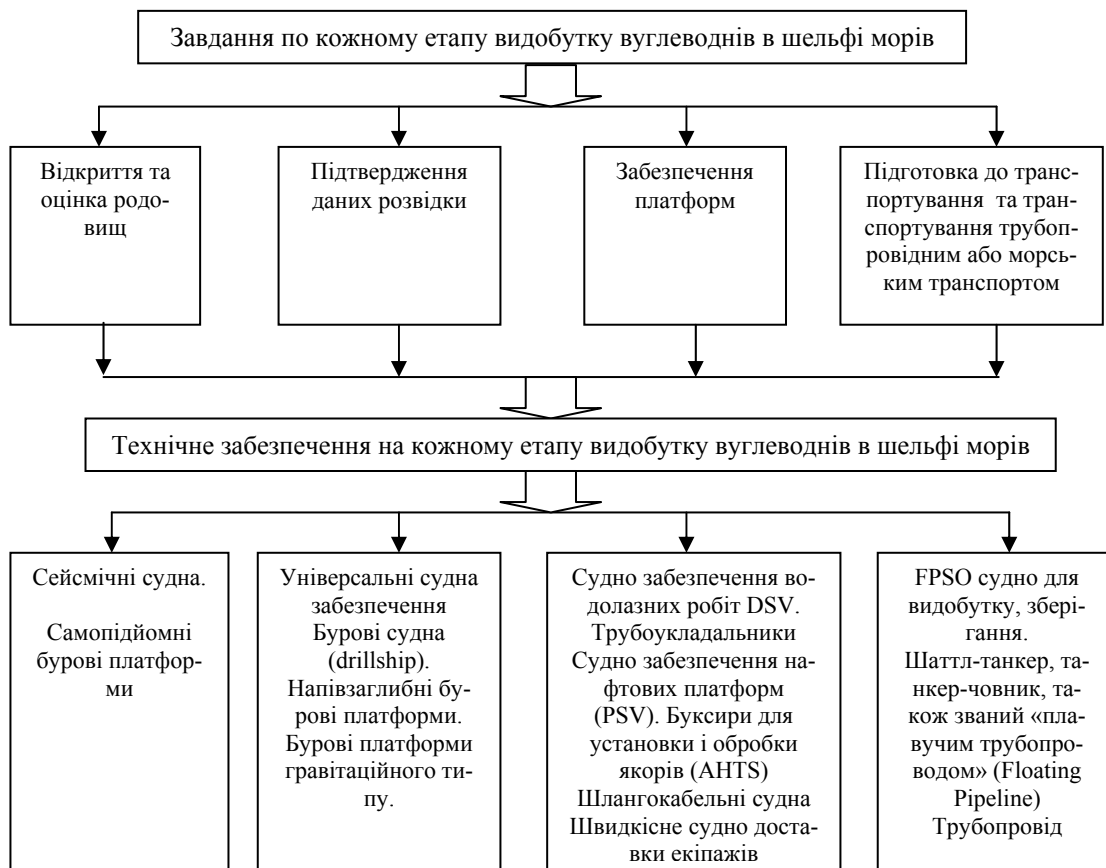


Рис. 2. Завдання по кожному етапу видобутку вуглеводнів та їх технічне забезпечення

за конструктивними особливостям - самопідйомні бурові платформи (СПБ); напівзаглиблені бурові платформи (ПБП), бурові платформи гравітаційного типу (БПГТ), бурові судна (FPSO).

При бурінні нафтових і газових свердловин у шельфах морів використовують стаціонарні нафтодобувні платформи.

На глибоководних районах морів і океанів використовують плаваючі бурові установки, здатні самостійно або за допомогою буксирів міняти райони буріння.

Самопідймальна бурова платформа (jack-up drilling rig) являє собою плаваючий понтон з вирізом, над яким розташована бурова вишка. Понтон має багатокутну форму. На ній розміщуються бурове й допоміжне устаткування, багатоповерхова надбудова з каютами для екіпажу й робітників, електростанція й склади. По кутах платформи встановлені багатометрові колони-опори (їх ще називають «ногами»). Найбільш поширені - це установки з 3-ма або 4-ма опорами.

У точці буріння за допомогою гідравлічних домкратів колони опускаються, досягають дна, опираються на ґрунт і заглиблюються в нього, а платформа піднімається над поверхнею води. Після закінчення буріння в одному місці платформу переводять в інше.

Самопідйомні установки можуть бути як самохідні так і несамохідні. Ці платформи широко використовуються для забезпечення будівельно-монтажних робіт на полях вітряних турбін.

Напівзаглиблені бурові платформи застосовують при глибинах 300 - 600 м, де незастосовані самопідймальні платформи. Вони не опираються на морське дно, а плавають над місцем буріння на величезних понтонах. Від переміщень такі платформи втримуються якорями масою 15 т і більш. Сталеві канати зв'язують їх з автоматичними лебідками, що обмежують горизонтальні зсуви щодо крапки буріння.

Недоліком напівзаглиблених платформ є неможливість їх переміщення щодо крапки буріння під впливом хвиль.

Бурові платформи гравітаційного типу забезпечені потужною бетонною опорою, що опирається на морське дно. У цій опорі розміщуються не тільки напрямні колони для буріння, але також гніздарезервуари для зберігання добутої нафти й дизельного палива, використовуваного в якості енергоносія, численні трубопроводи. Елементи основи доставляються до місця монтажу у вигляді великих блоків.

Бурове судно (drillship) - призначене для буріння пошуково-розвідувальних свердловин. Бурові судна можуть пересуватися по морю як звичайне судно. До них відносяться судна: FPSO (floating production, storage, and offloading vessel) судно яке видобуває, зберігає нафту до тих пір, поки вона не буде перекачана на шатл-танкери або океанські нафтоналивні баржі для подальшого транспортування

на берег. Також перекачування нафти на континент може здійснюється через спеціальну систему трубопроводів, проте цей варіант прийнятний, коли освоєння родовищ відбувається в безпосередній близькості від берега.

Величезною перевагою експлуатації суден FPSO є виключення витрат на прокладку кілометрів трубопроводів від родовища до берегового терміналу.

Усі типи бурових платформ повинні витримувати напір хвиль висотою до 30 м, хоча такі хвилі й зустрічаються раз в 100 років, а також повинні мати у своєму розпорядженні наступне устаткування: технічно складні й потужні домкрати, підводні троси і якорі, здатні втримувати судно на одному місці, поки відбувається буріння.

Для обслуговування / проведення підводних, будівельно-монтажних робіт з використанням спеціалізованих кранів і апаратів ROV використовуються Multi Role Service / Support Vessels (MRSV) - універсальні судна забезпечення. Ці судна забезпечені азимутними підрулюючими пристроями і системою динамічного позиціонування.

Забезпечення і проведення водолазних робіт на різних глибинах і з різними газовими сумішами відбувається за допомогою суден забезпечення водолазних робіт DSV (Diving Support Vessel). Це судно обладнано водолазними барокомплексами і всілякими підводними інструментаріями. У більшості випадків на судах цього типу є апарати ROV (Remote Operated Vehicle) - підводні апарати дистанційного керування.

Технічні засоби для забезпечення роботи нафтових платформ для буріння класифікуються:

- судна для транспортування вуглеводнів постачання вуглеводнів з місць буріння до берегових сховищ;

- судна для забезпечення нафтових платформ екіпажем, будівельним, ремонтним та іншим постачанням (PSV).

Шлангокабельні судна та судна для прокладання труб, призначені для прокладання кабелів та нафто-труб по морському дну від берегової інфраструктури до бурових платформ.

Шаттл-танкер - танкер-човник, також званий «плаваючим трубопроводом» (Floating Pipeline), служить для навантаження сирої нафти з нафтових платформ, або суден типу FPSO, які проводять видобуток на глибоководних родовищах, і подальшого її транспортування до нафтохранилища і нафтопереробним заводам на суші.

Шаттл-танкери значно відрізняються від звичайних нафтоналивних танкерів. Вони обладнані складною спеціалізованою вантажною системою, розташованою в носовій частині судна, що дозволяє приймати нафту з офшорних об'єктів навіть у важких погодних умовах. До цих танкерів пред'являються більш жорсткі вимоги і стандарти, відповідні офшорній індустрії.

Для портового буксирів та супроводу суден в відкритому морі використовують Azimuthing stern-drive tug (ASD) - «Азимутальний буксир» - буксир з кормовим розташуванням азимутних «повноповоротних» гвинтувальних колонок. ASD подібний за типом традиційному двогвинтовому буксиру, проте звичайний гвинт і гребний вал замінені на азимутальні гвинтувальні пристрої.

Транспортування екіпажів, постачання, води, палива, рефконтейнерів, різних мастильних матеріалів і хімікатів, сипучих і рідких вантажів, необхідних для забезпечення нафтових платформ виконуються спеціальними суднами забезпечення нафтових платформ - PSV (Platform Supply/Support Vessel).

Висновок. Оскільки попит на нафту і нафтопродукти збільшується з кожним роком, також враховуючи, що 20 % запасів нафти і 45 % запасів газу розташовані на шельфі морів, втілення запропонованого проекту видобутку і транспортування вуглеводнів дозволить Україні стати енергетично незалежною державою, що у свою чергу поліпшить не лише економічну, але і соціальну ситуацію в країні, оскільки розробка нових родовищ сприяє розвитку інфраструктури, а також залученню нових трудових ресурсів.

В результаті вирішення першої задачі в роботі визначено, що в даний час, в українській акваторії Чорного моря сейсмозвідкою виявлено 109 перспективних структур. Їх загальні запаси оцінюються в більш ніж 1,5 млрд. т умовного палива. І це при тому, що пошуково-розвідувальні роботи проводилися в дуже обмежених обсягах, і ступінь вивченості ресурсів не перевищує 4 %. Нерозвідані запаси вуглеводнів на шельфі оцінюються Українським державним геолого-розвідувальним інститутом в 1852,96 млрд. куб. м газу, 157,2 млн. т нафти і 186,2 млн. т конденсату.

В роботі визначено, що проект по видобутку та транспортуванню вуглеводнів в шельфах Світового океану та Чорного та Азовського складається з чотирьох етапів. Виконання основних етапів забезпечується спеціалізованими суднами, що працюють в шельфах морів, та мають назву «офшорні судна».

Класифікація морських офшорних суден, що наведена в роботі, дозволяє визначити залежність видів технічних засобів, що забезпечують процес видобутку та транспортування вуглеводнів в шельфах Світового океану з етапами проекту по видобутку та транспортуванню вуглеводнів в шельфах морів. Наведена класифікація технічних засобів дозволить в наступному удосконалити методи відбору суден та оцінки їх роботи на кожному етапі проекту видобутку та транспортуванню вуглеводнів в шельфах Чорного та Азовського морів за такими критеріями, як строк користування, вартість, необхідність залучення додаткових або допоміжних технічних засобів.

Література

1. Азиз Х., Сеттари Э. Математическое моделирование пластовых систем. М.: Недра, 1982.
2. Развитие технологий и технических средств для добычи нефти и газа на морских шельфах / Дворянинов Н. Е. / Научная библиотека диссертаций и авторефератов disserCat [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://www.dissercat.com/content/razvitie-tehnologii-i-tehnicheskikh-sredstv-dlya-dobychi-nefti-i-gaza-na-morskikh-arktiche#ixzz4QaoK8ad5>
3. Белов В., Соловьев В. Тотальный сбор информации // Нефть России, 1999. №2. С. 21 - 24.
4. Бойко В. С. Разработка и эксплуатация нефтяных месторождений. М.: Недра, 1990.-427с.
5. Веревкин А.П., Кирюшин О.В., Соловьев В.Я. Об оптимизации процессов добычи нефти в динамике // Территория нефтегаз, № 10, 2007. С. 48 - 51.
6. Мастобаев Ю.В. Становление и развитие технологий и технических средств добычи и химической переработки продукции скважин морских месторождений / Ю.В. Мастобаев - Автореф. Уфа. 2005
7. Шельфовые проекты в Каспийском, Черном и Азовском морях: проблемы и решения [Электронный ресурс] https://rogtecmagazine.com/wp-content/uploads/2014/09/07_Problems-and-Solutions-Shelf-Projects-Caspian-Sea-Black-Sea-Sea-of-Azov.pdf
8. Сергей Шевчук. Мечты о независимости: добыча нефти и газа в Украине [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://n-auditor.com.ua/ru/component/na_archive
9. На шельфе Чорного моря знайшли великі запаси газу [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://www.epravda.com.ua/news/2016/12/13/614213>.

References

1. Aziz X., Settari Je. Matematicheskoe modelirovanie plastovyh sistem. M.: Nedra, 1982.
2. Razvitie tehnologij i tehniceskikh sredstv dlja dobychi nefiti i gaza na morskikh shel'fah / Dvorjaninov N. E. / Nauchnaja biblioteka dissertacij i avtoreferatov disserCat [Elektronnyj resurs]. - Rezhim dostupu: <http://www.dissercat.com/content/razvitie-tehnologii-i-tehnicheskikh-sredstv-dlya-dobychi-nefti-i-gaza-na-morskikh-arktiche#ixzz4QaoK8ad5>
3. Belov V., Solov'ev V. Total'nyj sbor informacii // Neft' Rossii, 1999. №2. S. 21-24.
4. Bojko V. S. Razrabotka i jeksploatacija nefljanых mestorozhdenij. M.: Nedra, 1990.-427s.
5. Verevkin A.P., Kirjushin O.V., Solov'ev V.Ja. Ob optimizacii processov dobychi nefiti v dinamike // Territorija neftegaz, № 10, 2007. S. 48-51.
6. Mastobaev Ju.V. Stanovlenie i razvitie tehnologij i tehniceskikh sredstv dobychi i himicheskoi pererabotki produkcii skvazhin morskikh mestorozhdenij / Ju.V. Mastobaev - Avtoref. Ufa. 2005
7. Shel'fovyje proekty v Kaspijskom, Chernom i Azovskom morjah: problemy i reshenija [Elektronnyj resurs] https://rogtecmagazine.com/wp-content/uploads/2014/09/07_Problems-and-Solutions-Shelf-Projects-Caspian-Sea-Black-Sea-Sea-of-Azov.pdf
8. Sergej Shevchuk. Mechty o nezavisimosti: dobycha nefiti i gaza v Ukraine [Elektronnyj resurs]. Rezhim dostupu: http://n-auditor.com.ua/ru/component/na_archive
9. Na shel'fi Chornogo morja znajshli veliki zapasi gazu [Elektronnyj resurs]. Rezhim dostupu: <http://www.epravda.com.ua/news/2016/12/13/614213>.

Шибяев А.Г., Акимова О.В., Кравченко А.А.
Классификация транспортных средств, обеспечивающих процесс добычи и транспортировки углеводородов в шельфах Черного и Азовского морей.

В статье рассмотрены перспективы объемов добычи и запасов углеводородов в Черноморско-Азовском регионе. Формализованы основные этапы проекта добычи и транспортировки углеводородов, охарактеризованы и классифицированы типы технических средств, обеспечивающих процесс добычи и транспортировки углеводородов.

Ключевые слова: запасы углеводородов в шельфах морей, добыча и транспортировка углеводородов в шельфах морей, технические средства обеспечивающие процесс добычи углеводородов в шельфах морей, оффшорные суда.

Shibaev A., Akimova O., Kravchenko A.
Classification of technical tools that facilitate production and transportation of hydrocarbons in the Black and Azov seas.

The article discusses the prospects for volume production and hydrocarbon reserves in the Black Sea-Azov region. Formalized major project production and transportation of hydrocarbons, described and classified the types of technical means to ensure the process of production and transportation of hydrocarbons.

Keywords: hydrocarbon reserves in the shelf seas, extraction and transportation of hydrocarbons in the shelf seas, means ensuring the process of production of hydrocarbons in the shelf seas, offshore vessels.

Шибяев О.Г. – д.т.н., професор, завідувач кафедри «Морські перевезення» Одеського національного університету.
Акімова О.В. – к.т.н., доцент кафедри «Морські перевезення» Одеського національного морського університету.
Кравченко О.А. – асистент кафедри «Морські перевезення» Одеського національного морського університету. e-mail: alliyua@i.ua.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 17.03.2017

УДК 621.002

МОДЕЛЮВАННЯ КОНВЕКТИВНОЇ ТЕЧІЇ ПОВІТРЯ УЗДОВЖ ДВОХ НАГРІТИХ ПЛАСТИН

Кузьменко С.В., Чередниченко С.П., Заверкін А.В.

DESIGN OF CONVECTION FLOW OF AIR ALONG TWO HEATED PLATES

Kuzmenko S., Cherednychenko S., Zaverkin A.

В статті розглянута течія робочого середовища при вільній конвекції уздовж двох нагрітих пластин. Отримано залежності, які характеризують даний режим течії у вигляді розподілу швидкості та його середнього значення.

Ключові слова: теплообмінник, течія, конвекція, прикордонний шар, щільність, швидкість.

Вступ. Теплообмінні пристрої, які призначені для роботи на транспортних засобах, повинні забезпечувати велику інтенсивність тепловіддачі при мінімально можливих габаритних розмірах. Для вирішення цього завдання в даних пристроях використовують метали з високим коефіцієнтом теплопровідності (мідь), підвищені швидкості руху повітря і т.п. Якщо розглянути конвективні теплообмінники, наприклад обігрівачі кабін і салонів транспортних засобів, то у цьому випадку ефективність теплообміну буде залежати від геометричних і температурних параметрів поверхонь теплообміну та повітря.

Класична задача визначення параметрів теплопередачі при конвекції вздовж нагрітої вертикальної пластини розглянута у [1,2]. На відміну від цієї задачі, процес нагріву повітря в конвективному теплообміннику проходить між двох пластин. При цих умовах, прикордонні шари течії повітря можуть вливати друг на друга, та змінювати параметри теплообміну. У зв'язку з цим, виникає необхідність теоретичного дослідження вказаних процесів.

Результати досліджень. Розглянемо течію в'язкого нестискуваного середовища уздовж нагрітої вертикальної пластини на основі [1,2], яку можна описати рівнянням :

$$\mu \frac{d^2 w_x}{dy^2} = -g(\rho - \rho_0),$$

де μ - динамічна в'язкість; w_x - швидкість течії; ρ_0 - щільність повітря за межами прикордонного шару; ρ - щільність повітря в прикордонному шарі

при поточній координаті y ; g - прискорення вільного падіння.

Оскільки $\rho = \rho_0(1 - \rho\vartheta)$, то $\rho - \rho_0 = \rho_0\beta\vartheta$.

На підставі викладеного

$$\mu \frac{d^2 w_x}{dy^2} = -g\rho_0\beta\vartheta.$$

Таким чином, рівняння течії робочого середовища прийме наступний вигляд:

$$\frac{d^2 w_x}{dy^2} = -\frac{g}{\mu} \rho_0 \beta \vartheta_c \left(1 - \frac{h-y}{\delta}\right)^2.$$

Приймаючи, що $k = g\rho_0\beta\vartheta_c/\mu$, отримуємо:

$$\frac{d^2 w_x}{dy^2} = -k \left(1 - \frac{h-y}{\delta}\right)^2 = -k \left(1 - 2\frac{h-y}{\delta} + \frac{h^2 - 2hy + y^2}{\delta^2}\right).$$

Інтегрування рівняння течії дозволяє визначити розподіл швидкості в пограничному шарі:

$$\frac{dw_x}{dy} = -k \left[y \left(1 - \frac{2h}{\delta} + \frac{h^2}{\delta^2}\right) + \frac{y^2}{\delta} \left(1 - \frac{h}{\delta}\right) + \frac{y^3}{3\delta^2} \right] + C_1 =$$

$$= -k \left[y \left(1 - \frac{h}{\delta}\right)^2 + \frac{y^2}{\delta} \left(1 - \frac{h}{\delta}\right) + \frac{y^3}{3\delta^2} \right] + C_1.$$

$$w_x = -k \left[\frac{y^2}{2} \left(1 - \frac{h}{\delta}\right)^2 + \frac{y^3}{3\delta} \left(1 - \frac{h}{\delta}\right) + \frac{y^4}{12\delta^2} \right] + C_1 y + C_2 =$$

$$= -ky^2 \left[\frac{1}{2} \left(1 - \frac{h}{\delta}\right)^2 + \frac{y}{3\delta} \left(1 - \frac{h}{\delta}\right) + \frac{y^2}{12\delta^2} \right] + C_1 y + C_2.$$

Проводячи перетворення, отримуємо в остаточному виді:

$$w_x = -ky^2 \left[\frac{1}{2\delta^2}(\delta-h)^2 + \frac{y}{3\delta^2}(\delta-h) + \frac{y^2}{12\delta^2} \right] + C_1 y + C_2 = -k \frac{y^2}{\delta^2} \left[\frac{1}{2}(\delta-h)^2 + \frac{y}{3}(\delta-h) + \frac{y^2}{12} \right] + C_1 y + C_2$$

Визначення констант інтеграції можливе за умов, що швидкість течії робочого середовища як на поверхні пластини, так і за межами пограничного шару дорівнює нулю, тобто при $y=h$ і $y=\delta$, маємо що $w_x = 0$.

Таким чином:

$$w_x \Big|_{y=h} = -k \frac{h^2}{\delta^2} \left(\frac{1}{2}\delta - \delta h + \frac{1}{2}h^2 + \frac{\delta h}{3} - \frac{h^2}{3} + \frac{h^2}{12} \right) + C_1 h + C_2 = -k \frac{h^2}{12\delta^2} (6\delta - 8\delta h + 3h^2) + C_1 h + C_2 = 0$$

$$w_x \Big|_{y=\delta} = -k \frac{\delta^2}{\delta^2} \left[\frac{1}{2}\delta^2 - \delta h + h^2 + \frac{\delta^3}{3} - \frac{\delta h}{3} + \frac{\delta^2}{12} \right] + C_1 \delta + C_2 = -k \left(\frac{11\delta^2}{12} - \frac{4\delta h}{3} + h^2 \right) + C_1 \delta + C_2 = 0$$

Для вирішення системи

$$\begin{cases} -k \frac{h^2}{12\delta^2} (6\delta - 8\delta h + 3h^2) + C_1 h + C_2 = 0 \\ -k \left(\frac{11\delta^2}{12} - \frac{4\delta h}{3} + h^2 \right) + C_1 \delta + C_2 = 0 \end{cases}$$

здійснимо віднімання одного рівняння з іншого:

$$C_1(h-\delta) = \frac{k}{12} \left[\frac{h^2}{\delta^2} (6\delta - 8\delta h + 3h^2) - (11\delta^2 - 16\delta h + 12h^2) \right],$$

що дозволить визначити першу константу інтегрування:

$$C_1 = \frac{k}{12(h-\delta)} \times \left[\frac{h^2}{\delta^2} (6\delta - 8\delta h + 3h^2) - (11\delta^2 - 16\delta h + 12h^2) \right]$$

Підстановка отриманої константи в одно з рівнянь системи дозволяє отримати наступний результат:

$$C_2 = \frac{k}{12} (11\delta^2 - 16\delta h + 12h^2) - \frac{k\delta}{12(h-\delta)} \times \left[\frac{h^2}{\delta^2} (6\delta - 8\delta h + 3h^2) - (11\delta^2 - 16\delta h + 12h^2) \right]$$

Зробивши перетворення отримаємо:

$$C_2 = \frac{k}{12} \left[\left(1 + \frac{\delta}{h-\delta} \right) (11\delta^2 - 16\delta h + 12h^2) - \frac{h^2}{\delta(h-\delta)} (6\delta - 8\delta h + 3h^2) \right]$$

Визначаємо середньоінтегральну швидкість течії робочого середовища в прикордонному шарі як:

$$\overline{w_x} = \frac{1}{\delta} \int_{h-\delta}^{\delta} w_x dy$$

Оскільки:

$$w_x = -\frac{k}{\delta^2} \left[\frac{y^2}{2}(\delta-h)^2 + \frac{y^3}{3}(\delta-h) + \frac{y^4}{12} \right] + C_1 y + C_2,$$

то:

$$\int_{h-\delta}^{\delta} w_x dy = \int_{h-\delta}^{\delta} \left\{ -\frac{k}{\delta^2} \left[\frac{y^2}{2}(\delta-h)^2 + \frac{y^3}{3}(\delta-h) + \frac{y^4}{12} \right] + C_1 y + C_2 \right\} dy = \left\{ \frac{C_1}{2} y^2 + C_2 y - \frac{k}{\delta^2} \left[\frac{y^3}{6}(\delta-h)^2 + \frac{y^4}{12}(\delta-h) + \frac{y^5}{60} \right] \right\} \Big|_{h-\delta}^{\delta} = -\frac{k}{\delta^2} \left[\frac{(\delta-h)^2}{6} (h^3 - (h-\delta)^3) + \frac{\delta-h}{12} \times (h^4 - (h-\delta)^4) + \frac{1}{60} (h^5 - (h-\delta)^5) \right] + \frac{C_1}{2} (h^2 - (h-\delta)^2) + C_2 \delta.$$

Таким чином, середньоінтегральна швидкість течії робочого середовища в прикордонному шарі буде визначена як:

$$\overline{w_x} = -\frac{k}{\delta^3} \left[\frac{(\delta-h)^2}{6} (h^3 - (h-\delta)^3) + \frac{\delta-h}{12} \times (h^4 - (h-\delta)^4) + \frac{1}{60} (h^5 - (h-\delta)^5) \right] + \frac{C_1}{2\delta} (h^2 - (h-\delta)^2) + C_2.$$

Висновки. На підставі визначеного, отримані залежності течії робочого середовища між двох нагрітих пластин, що дозволяє у подальшому отримати параметри теплообміну між стінкою та робочим середовищем.

Л і т е р а т у р а

1. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука. – 1974. – 712 с.
2. Теплопередача: Учебник для вузов / Исаченко В.П. и др. – М.: Энергоиздат. – 1981. – 416 с.

R e f e r e n c e s

1. Shlihting G. Teoriya pogranichnogo sloya. – M.: Nauka. – 1974. – 712 s.
2. Teploperedacha: Uchebnik dlya vuzov / Isachenko V.P. i dr. – M.: Energoizdat. – 1981. – 416 s

Кузьменко С.В., Чередниченко С.П., Заверкин А.В. **Моделирование конвективного течения воздуха вдоль двух нагретых пластин**

В работе рассмотрено течение рабочей среды при свободной конвекции вдоль двух нагретых пластин. Получены зависимости, которые характеризуют данный режим течения в виде распределения скорости и его среднего значения

Ключевые слова: течение, конвекция, пограничный слой, плотность, скорость.

Kuzmenko S., Cherednychenko S., Zaverkin A. Design of convection flow of air along two heated plates

In-process the considered flow of working environment at a free convection along two heated plates. Dependences which characterize this mode of flow as distributing of speed and his mean value.

Keywords: flow, convection, boundary layer, closeness, speed.

Кузьменко С.В. – к.т.н., доцент, в.о. директора Інституту транспорту і логістики СНУ ім. В.Даля.

Чередниченко С.П. – к.т.н., доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту, підйомних та транспортних систем СНУ ім.В.Даля

Заверкін А.В. – к.т.н., доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту, підйомних та транспортних систем СНУ ім.В.Даля

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 05.03.2017

УДК 656.025.4

РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ ФОРМУВАННЯ РОЗВІЗНИХ МАРШРУТІВ В ЛОГІСТИЧНІЙ СИСТЕМІ

Куш Є.І.

DEVELOPMENT OF ALGORITHM OF CREATION THE MULTI-DROP ROUTES IN THE LOGISTICS SYSTEM

Kush E.

В статті розглянуто питання щодо моделювання транспортного процесу в логістичній системі. Запропоновано алгоритм маршрутизації перевезень тарно-штучних вантажів пунктами збуту і програмно його реалізовано. Розроблена модель дозволяє проектувати перевізний процес, враховуючи параметри транспортної мережі (довжина дуг, затримки на перехрестях, швидкість руху транспорту, схема організації дорожнього руху), учасників транспортного процесу (обсяг завезення, вивезення, місцезнаходження, кількість пунктів збуту), вантажів (обсяг, габарити, фізичні властивості, умови перевезення) і транспортних засобів (вантажопідйомність, габарити кузова, технічні характеристики). Оцінка адекватності моделі вказує на можливість її застосування для вирішення практичних і наукових завдань.

Ключові слова: моделювання, транспортний процес, логістична система, алгоритм, маршрутизація.

Вступ. Міські логістичні системи характеризуються динамічним розвитком за рахунок збільшення обсягів перевезення матеріального потоку споживчого призначення. При цьому автомобільний транспорт виконує головну функцію – зв'язок учасників логістичного процесу, шляхом переміщення вантажів від відправників до споживачів.

Будівництво нових районів, прокладка доріг, удосконалення схем організації дорожнього руху, зміна обстановки на дорогах через можливі дорожньо-транспортні події або ремонти призводить до зміни параметрів транспортної мережі міст, що впливають на час доставки і пробіг транспортного засобу і, в результаті, на ефективність логістичного процесу в цілому. Тому проектування оптимальних розвізних маршрутів, які б враховували параметри транспортної мережі, дислокації вантажовідправників і вантажоодержувачів, обсяги перевезення є однією з важливих задач оптимізації міських логістичних систем.

Постановка проблеми. Особливість міського процесу транспортування вантажів складається в

тому, що основним видом перевезень є розвезення тарно-штучних вантажів по пунктам збуту – магазинам, підприємствам громадського харчування, навчальним закладам та ін. При цьому перед логістичними компаніями стоїть задача визначення економічно-обґрунтованих схем розвезення вантажів з використанням транспортних засобів оптимальної вантажопідйомності. Цю задачу можна вирішувати шляхом моделювання транспортного процесу в логістичній системі.

На теперішній час існують методи вирішення задач розвезення [1], що засновані на інтуїції і здоровому глузді, не гарантують отримання оптимального результату. Отримати його можна шляхом повного перебору усіх можливих альтернативних варіантів. Однак це можливо у випадку не значної кількості пунктів завезення. Для вирішення завдань проектування системи розвезення великої розмірності такий підхід є неприпустимим. Натомість, доцільним є застосування методу математичного моделювання цього процесу, що містить оптимізаційні процедури та передбачає програмну реалізацією [2]. Отже, розробка програмного продукту, який би дозволив вирішувати транспортні задачі в рамках логістичних систем є актуальною.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Ефективність міської логістичної системи залежить від ефективного управління перевізним процесом, що виражається в рішенні задач маршрутизації. Науковою задачею формування маршрутів і економічного їх обґрунтування займалися і займаються багато вітчизняних і закордонних вчених. Існує багато підходів вирішення проблем маршрутизації з використанням точних і приблизних методів, таких як: Кларка-Райта, Рена-Холідея, Літтла, Данцига, «гілок і меж», «мітли» та інші [3 - 5]. Точні методи дозволяють знаходити оптимальні рішення, однак, навіть з сучасним розвитком обчислювальної техніки, вони потребують великих ресурсів оперативної пам'яті і

часу для розрахунків. Приблизні методи отримали більше застосування через їх простоту і швидкість обчислення. Не зважаючи на те, що вони дають більшу похибку ніж точні, рішення задач маршрутизації здебільшого виконують з використанням евристичних методів [5, 6].

Найбільше поширення серед методів маршрутизації отримав метод Кларка-Райта [7], оснований на визначенні «вигоди» від об'єднання маршрутів за критерієм мінімуму пробігу транспортного засобу. При цьому, попередньо має бути сформована матриця найкоротших відстаней. Серед багатьох алгоритмів, що дозволяють це зробити, метод Дейкстри є найбільш оптимальним за точністю розрахунків і швидкодією [8].

В сучасних умовах функціонування вантажного транспорту є потреба оптимізації процесу перевезення з врахуванням параметрів транспортної мережі, особливостей вантажів, потреб і умов роботи відправників і споживачів використовуючи оптимальні марки транспортних засобів. Отже доцільно розробити алгоритм і програмно його реалізувати, який би дав змогу вирішувати задачі розвезення тарно-штучних вантажів, враховуючи її нетривіальний характер, що виражається в багатокритеріальності і значної кількості вантажовідправників та вантажоодержувачів в умовах сучасного міста.

Мета статті. В результаті проведеного дослідження планується досягнення мети – розробити модель формування схем розвезення тарно-штучних вантажів пунктами збуту.

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі завдання:

- розробити алгоритм формування схеми розвезення тарно-штучних вантажів в містах;
- програмно реалізувати алгоритм формування схем розвезення;
- перевірити розроблену модель на адекватність.

Результати досліджень. На процес формування розвізних маршрутів впливають параметри транспортної мережі (довжина дуг, затримки на перехрестях, швидкість руху, на дугах, існуючі схеми організації дорожнього руху), параметри учасників логістичного процесу (обсяг завезення та вивезення, їх дислокація, кількість пунктів вивезення і завезення, часи роботи), параметри вантажів (обсяг, габарити, фізичні властивості, умови перевезення), параметри транспортних засобів (вантажопідйомність, габарити кузова, експлуатаційні характеристики). Врахування цих параметрів в процесі формування схем розвезення тарно-штучних вантажів пунктами збуту в містах, можна досягти з використанням алгоритму (рис. 1).

Відповідно до нього на третьому етапі після ініціалізації даних проводиться введення вхідних даних. Для цього потрібно сформувати:

1. Топологічну схему транспортної мережі.
2. Базу даних тарно-штучних вантажів.
3. Базу даних транспортних засобів.

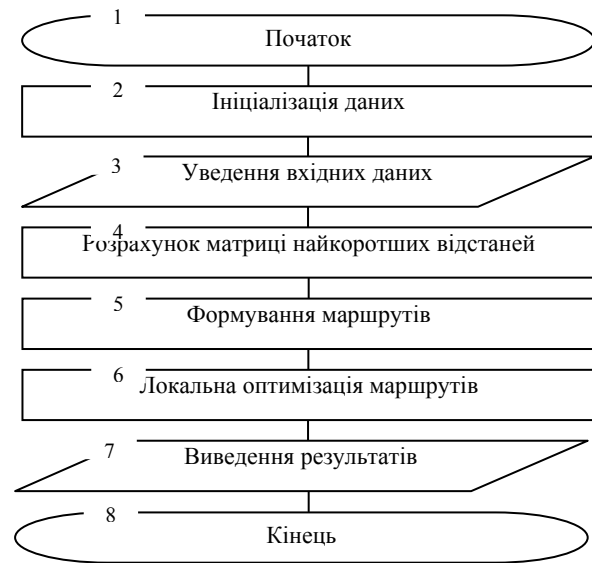


Рис. 1. Алгоритм формування схеми розвезення тарно-штучних вантажів

Для формування файлів вхідних даних з використанням мови програмування Delphi були розроблені спеціальні прикладні програмні модулі. З використанням модуля Net.exe формується топологічна схема транспортної мережі міста шляхом визначення GPS координат кожного з вузлів дорожньої мережі і внесенням цієї інформації до програми (рис. 2).

Для врахування параметрів транспортної мережі, що визначають умови руху, кожна дуга характеризується швидкістю руху транспорту за напрямками у визначені часи доби, обмеженнями руху транспорту (рис. 3). Заборонені напрямки руху визначаються згідно існуючої схеми організації дорожнього руху на мережі. Крім цього враховується умови руху транспортних засобів за повною масою або навантаженням на вісь, що зумовлено наявністю дорожніх знаків заборонного типу. Через нерівномірність інтенсивності транспортних потоків за напрямками руху в різний час доби, швидкість руху мережею розглядається, як змінна величина (рис. 3). Усі зазначені обставини зумовлюють процес формування розвізних маршрутів.

Проїзд перехрестя характеризується затримками, які можна врахувати шляхом введення їх величини залежно від маневру транспортного засобу на ньому (рис. 4).

Параметри учасників транспортного процесу, що характеризуються їх взаємним розміщенням, впливають на довжину маршрутів та їх кількість в схемі розвезення. Уведення всіх наведених вище параметрів дозволяє сформувати файл вхідних даних щодо графу транспортної мережі.

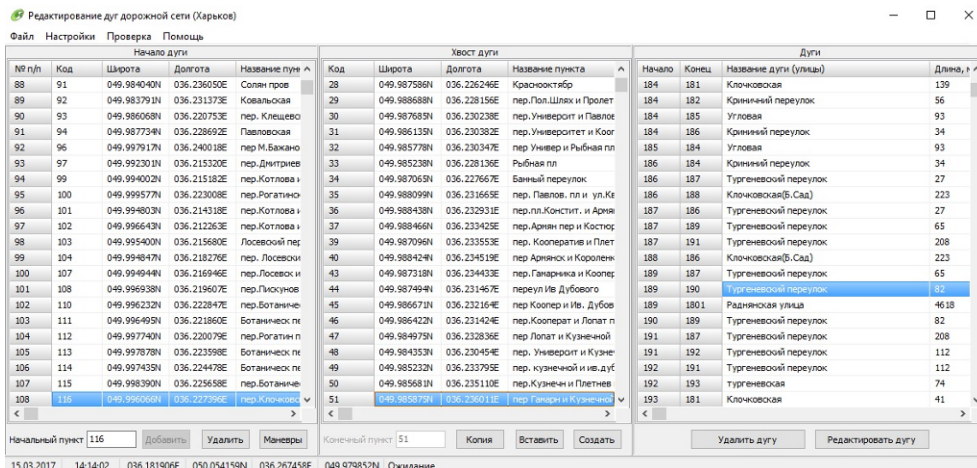


Рис. 2. Фрагмент програми створення графу транспортної мережі

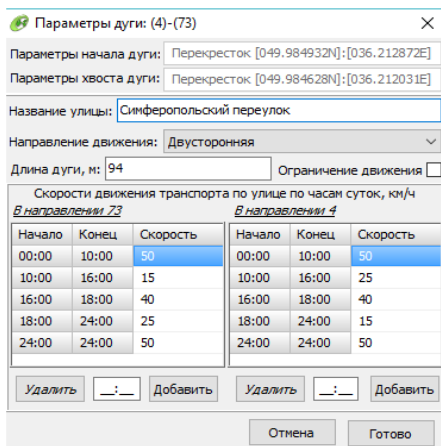


Рис. 3. Фрагмент програми створення графу транспортної мережі: параметри дуг транспортної мережі

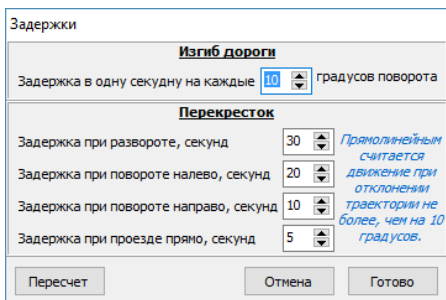


Рис. 4. Фрагмент програми створення графу транспортної мережі: затримки на перехрестях

Характеристики вантажів впливають на вибір типу транспортного засобу для їх перевезення. При цьому габарити вантажів визначають потрібні габарити кузова транспортного засобу і впливають на коефіцієнт використання вантажопідйомності. Фізичні властивості вантажів формують умови перевезення, і отже впливають на доцільність використання того чи іншого типу транспортного засобу. Для врахування цих параметрів було розроблено прикладний програмний модуль (Cargo.exe), куди вноситься така інформація, як: вид вантажу, маса та ро-

зміри, час на навантаження і розвантаження одиниці вантажу. В результаті введення вхідних даних формується відповідна база даних, що містить характеристики наданих до перевезення вантажів (рис. 5).

Формування схем розвезення вантажів залежить від параметрів транспортних засобів. Вантажопідйомність визначає кількість пунктів заїзду на маршруті і кількість маршрутів в схемі розвезення. Габарити кузова визначають можливість перевезення вантажу і впливають на коефіцієнт використання вантажопідйомності. Експлуатаційні характеристики транспортного засобу визначають швидкість руху маршрутом, а отже впливають на кількість одержувачів, що можуть бути обслужені протягом визначеного періоду часу. Технічні характеристики вантажних автомобілів впливають на економічні показники процесу розвезення тарно-штучних вантажів. Введення параметрів транспортних засобів (вид транспортного засобу, габарити, ширина, довжина і висота кузова, навантажувальна висота, тип двигуна, вантажопідйомність) в розроблений програмний модуль Auto.exe дозволяє сформулювати відповідний файл вхідних (рис. 6). Транспортні засоби, що містяться у цьому файлі можуть бути використані при розвезенні вантажів по пунктах збуту залежно від умов перевезення.

На наступному етапі моделювання з використанням сформованого файлу вхідних даних топологічної схеми міста і її параметрів проводиться розрахунок матриці найкоротших відстаней і виконується формування схем розвізних маршрутів в місті. Для програмної реалізації цього процесу було розроблено програмний продукт Delivery.exe, інтерфейс якого наведено на рис. 7.

В якості часових обмежень роботи транспорту програма дозволяє задавати максимальний час обертання транспортного засобу і максимальний час обслуговування мережі. Крім того програма дає змогу проводити зонування області обслуговування транспортом сукупності вантажоодержувачів, які можуть бути поділені за територіальною ознакою, або бути закріплені за відповідними вантажовідправниками.

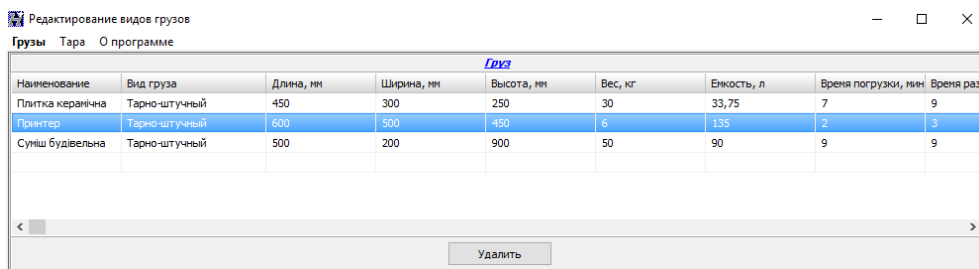


Рис. 5. Фрагмент програми формування файлу бази даних щодо характеристики наданих до перевезення вантажів

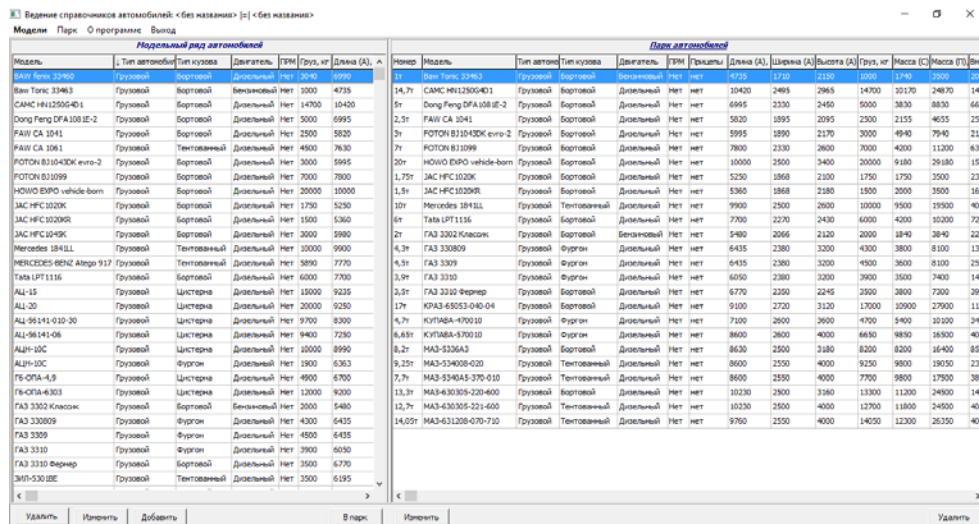


Рис. 6. Фрагмент програми формування файлу парку автомобілів

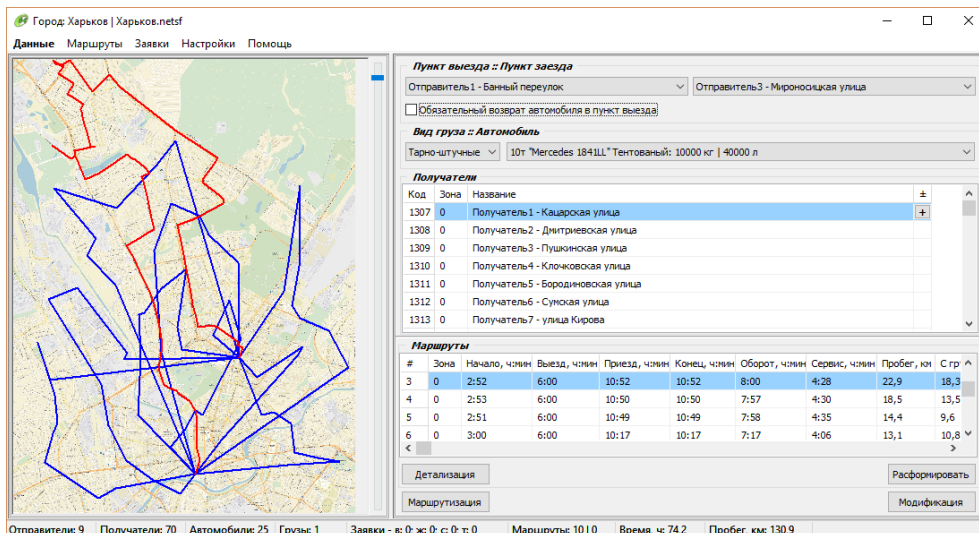


Рис. 7. Інтерфейс програми формування розвізних маршрутів

В результаті моделювання формуються розвізні маршрути тарно-штучних вантажів, параметри яких залежать від вантажопідйомності транспортних засобів, вантажів і характеристик транспортної мережі.

Використання програмного комплексу дозволяє отримати графічне зображення змодельованих схем розвезення тарно-штучних вантажів маршрутів, наочно відобразити на карті пункти заванесення і черговість їх обслуговування, вивести показники маршрутів:

- час початку руху маршрутом;

- час закінчення руху маршрутом;
- час обороту на маршруті;
- час обслуговування пунктів завезення;
- кількість пунктів заводу вантажу на кожному маршруті;
- графік руху транспортних засобів маршрутом;
- довжина маршруту;
- довжина їздки з вантажем;
- обсяг завезення в кожний пункт маршруту;
- транспортна робота;
- вантажооберт на маршруті;
- час навантаження-розвантаження в кожному пункті маршруту;
- коефіцієнт використання вантажопідйомності;
- коефіцієнт використання пробігу;
- технічна швидкість руху на маршруті.

На наступному етапі дослідження було проведено оцінку адекватності моделі формування маршрутів розвезення тарно-штучних вантажів пунктами збуту. Для цього було порівняно фактичні показники розвізних маршрутів з із змодельованими.

Як критерій оцінки адекватності моделі було використано середньозважену помилку. Показником оцінювання моделі було обрано параметр – час руху маршрутом.

Для цього було визначено абсолютну помилку моделі за формулою:

$$\delta_{абс} = P_{mф} - P_{mр}, \quad (1)$$

де $P_{mф}$, $P_{mр}$ – відповідно фактичне та розрахункове значення часу руху маршрутом m , год.

Відносну помилку моделі визначено так:

$$\delta_{відн} = \frac{|P_{mф} - P_{mр}|}{P_{mф}}. \quad (2)$$

Величину середньої помилки, розраховували за формулою:

$$\delta_{сеп} = \frac{\sum_{k=1}^m \delta_{відн}}{m} \cdot 100\%. \quad (3)$$

Результати розрахунків наведено в табл.

Величина середньої похибки дорівнює 6,11%, що свідчить про те, що модель формування маршрутів розвезення тарно-штучних вантажів пунктами збуту з достатньою точністю описує процес, що досліджується.

Висновок. Аналіз стану теорії і практики проектування процесу розвезення тарно-штучних вантажів показує, що на теперішній час не існує підходів, які б повністю і адекватно відбивали специфіку даного виду перевезень. Вирішувати дану проблему доцільно з використанням моделювання перевізного процесу, яке б враховувало нетривіальний характер задачі планування доставки вантажів, що виражається через її багатокритеріальність.

Розроблена модель формування маршрутів розвезення тарно-штучних вантажів пунктами збуту дозволяє проектувати перевізний процес враховуючи параметри транспортної мережі (довжина дуг, затримки на перехрестях, швидкість руху транспорту, схема організації дорожнього руху), учасників транспортного процесу (обсяг завезення та вивезення, місцезнаходження, кількість пунктів збуту), вантажів (обсяг, габарити, фізичні властивості, умови перевезення) і транспортних засобів (вантажопідйомність, габарити кузова, технічні характеристики). Оцінка адекватності моделі, що проводилася за середньою помилкою апроксимації, вказує на можливість її застосування для вирішення практичних і наукових завдань.

Таблиця

Результати оцінювання адекватності моделі формування маршрутів розвезення тарно-штучних вантажів

| Номер маршруту | Фактичний час руху, год. | Розрахунковий час руху, год. | Абсолютна помилка, год | Відносна помилка |
|--------------------|--------------------------|------------------------------|------------------------|------------------|
| 1 | 3,08 | 2,91 | 0,17 | 0,06 |
| 2 | 2,85 | 3,1 | -0,25 | 0,09 |
| 3 | 2,8 | 3,11 | -0,31 | 0,11 |
| 4 | 2,9 | 2,45 | 0,45 | 0,16 |
| 5 | 2,88 | 2,89 | -0,01 | 0,00 |
| ... | ... | ... | ... | ... |
| 42 | 3,2 | 3,37 | -0,17 | 0,05 |
| Середня помилка, % | | | | 6,11 |

Л і т е р а т у р а

1. Житков В.А. Методы оперативного планирования грузовых перевозок / В.А. Житков, К.В. Ким. – М. : Транспорт, 1984. – 218 с.
2. Николаенко Д.В. Адекватность математической модели в системе построения оптимального маршрута рациональной развозки мелкопартионных грузов // Вісник Хмельницького національного університету – №2, 2013. – с. 267 - 271.
3. Подшивалова К.С. Повышение эффективности перевозок мелкопартионных грузов автомобильным транспортом : дисс. канд. техн. наук / К.С. Подшивалова. – Волгоград, 2007. – 156 с.
4. Просов С.Н. Повышение эффективности планирования перевозок по сборно-развозочным маршрутам : дисс... канд. техн. наук / С.Н. Просов. – Москва, 1985. – 125 с.
5. Шептура А.Н. Повышение эффективности автомобильных перевозок партионных грузов при переменном спросе на перевозки : дисс... канд. техн. наук / А.Н. Шептура. – Харьков, 2004. – 162 с.
6. Тюрин А. Ю. Эвристические методы решения задач доставки мелкопартионных грузов // Вестник КузГТУ. 2007. №1 С.51-55.
7. Pichpibul T., Kawtummachai R. A heuristic approach based on clarke-wright algorithm for open vehicle routing problem //The Scientific World Journal. – 2013. – Т. 2013.
8. Майника Э. Алгоритмы оптимизации на сетях и графах / Э. Майника. – Москва : Мир, 1981. – 324 с.

R e f e r e n c e s

1. Zhitkov V.A. Methods of operational planning of cargo transportation / V.A. Zhitkov, K.V. Kim. – M. : Transport, 1984. – 218 s.
2. Nikolaenko D. V. Adequacy of mathematical model in the construction of optimal route rational conveying small-lot goods // Visnik Hmel'nic'kogo nacional'nogo universitetu – №2, 2013. – s. 267-271.
3. Podshivalova K.S. Improving the efficiency of small-lot shipments by road : diss... kand. tehn. nauk / K.S. Podshivalova. – Volgograd, 2007. – 156 s.
4. Prosov S.N. Increase of efficiency of planning of transportations on assembly-and-distributing routes: di-ss. kand. tehn. nauk / S.N. Prosov. – Moskva, 1985. – 125 s.
5. Sheptura A.N. Increasing the efficiency of road transport of partian cargo with variable demand for transportation : diss... kand. tehn. nauk / A.N. Shep-tura. – Har'kov, 2004. – 162 s.
6. Tjurin A.Ju. Heuristic methods for solving problems of delivery of small-sized cargoes // Vestnik KuzGTU. 2007. №1 S.51-55.
7. Pichpibul T., Kawtummachai R. A heuristic approach based on clarke-wright algorithm for open vehicle routing problem //The Scientific World Journal. – 2013. – Т. 2013.

8. Majnika Je. Optimization algorithms on networks and graphs / Je. Majnika. – Moskva : Mir, 1981. – 324 s.

Куш Е.И. Разработка алгоритма формирования развозных маршрутов в логистической системе.

В статье рассмотрены вопросы моделирования транспортного процесса в логистической системе. Предложен алгоритм маршрутизации перевозок тарноштучных грузов пунктами сбыта и программно реализован. Разработанная модель позволяет проектировать перевозочный процесс, учитывая параметры транспортной сети (длины дуг, задержки на перекрестке, скорость движения транспорта, схемы организации дорожного движения), участники транспортного процесса (объем завоза, вывоза, местонахождение, количество пунктов сбыта), грузов (объем, габариты, физические свойства, условия перевозки) и транспортных средств (грузоподъемность, габариты кузова, технические характеристики). Оценка адекватности модели указывает на возможность ее применения для решения практических и научных задач.

Ключевые слова: моделирование, транспортный процесс, логистическая система, алгоритм, маршрутизация.

Kush E. Development of algorithm of creation the multi-drop routes in the logistics system

The article deals with the modeling of the transport process in the logistics system. An algorithm for routing the transportation of packaged goods by points of sale is proposed. It was programmed. The developed model allows to design the transportation process, taking into account the parameters of the transport network (length of arches, delays at the intersection, speed of traffic, schemes of traffic organization), participants in the transport process (volume of delivery, export, location, number of points of sale), cargo (volume, dimensions, Physical properties, conditions of transportation) and vehicles (carrying capacity, body dimensions, technical characteristics). Evaluation of the adequacy of the model indicates the possibility of its application to solve practical and scientific problems.

Keywords: modeling, transport process, logistic system, algorithm routing.

Куш Є.І. - к.т.н., доцент кафедри «Транспортні системи і логістика» Харківського національного університету міського господарства імені О.М. Бекетова, e-mail: kush_bush@mail.ru.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 15.03.2017

УДК 656.022.88

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОТФРАХТОВАНИЯ СУДНА НА УСЛОВИЯХ РЕЙСОВОГО ТАЙМ-ЧАРТЕРА

Лапкин А.И., Лапкина И.А.

EFFICIENCY OF VESSEL CHARTERING ON CONDITIONS OF TRIP TIME CHARTER

Lapkin A., Lapkina I.

Рассмотрены и предложены методические положения по обоснованию эффективных вариантов отфрахтования судна в рейсовый тайм-чартер. В качестве показателя, который оценивает эффективность рейса судна, использован тайм-чартерный эквивалент. На основе идентификации специфических условий рейсового тайм-чартера выполнены преобразования базовой формулы расчета тайм-чартерного эквивалента и описан алгоритм расчета этого показателя.

Ключевые слова: судно, рейс, судовладелец, фрахтовый контракт, тайм-чартерный эквивалент.

Введение. В последнее время большое распространение на фрахтовом рынке получили так называемые NVOCC (Non Vessel Operator Common Carriers). Это судовые операторы или брокеры, которые арендуют суда у оригинальных судовладельцев в тайм-чартер на рейс под те грузы, на перевозку которых ими заключен длительный фрахтовый контракт (при этом операторские компании выступают в качестве генерального перевозчика) или арендуют суда на непродолжительный период (3 - 5 месяцев). В таких условиях операторскими компаниями осуществляется отфрахтование судов уже как тайм-чартерными судовладельцами на основе последовательных рейсовых чартеров.

Вопрос эффективности является, пожалуй, основным при заключении фрахтового договора, в связи с чем он освещается во всех базовых литературных источниках научного и учебного профилей, в том числе в [1 - 6]. В специальной периодической литературе последнего десятилетия к нему обращались исследователи, в частности, в [7 - 9]. Однако, специфика рассматриваемой ситуации, а также частота практически принимаемых в таких условиях решений на сегодняшний день требуют развития и уточнения существующих теоретических положений.

Целью исследования является разработка методики расчета эффективности тайм-чартерного договора, заключаемого на рейс, рекомендации судовладельцам для принятия обоснованных решений.

Основной материал исследования. Как известно, показателем, который оценивает эффективность рейса судна, является тайм-чартерный эквивалент (ТЧЭ) показывает доход, который получает судовладелец в сутки эксплуатации судна, за вычетом переменных расходов. Он позволяет сравнить эффективность отфрахтования судна в различных рейсах (или по различным офертам) [4,6,7,10].

Расчет тайм-чартерного эквивалента, согласно [4], производится по формуле

$$ТЧЭ = \frac{NF - (R_T - R_{II})}{T_P}, \quad (1)$$

где NF – нетто фрахт за рейс (фрахт минус брокерская комиссия), долл.;

R_T – расходы на топливо за рейс (на ходу и на стоянке), долл.;

R_{II} – расходы судовладельца на оплату портовых сборов, услуг, стивидорных и других операций в портах погрузки и выгрузки, долл.;

T_P – общая продолжительность рейса, сут.

Приведенный расчет выполняют как оригинальные судовладельцы, так и операторские компании для определения эффективности работы судна при заключении рейсовых чартеров.

Далее представлена особенность расчета эффективности работы судна при сдаче его в тайм-чартер на рейс или на небольшой период.

Для случая отфрахтования в тайм-чартер на рейс (time-charter trip), возникают специфические условия, которые приводят к преобразованию базового

вой формулы и алгоритма расчета показателя ТЧЭ. Рассмотрим эти особенности.

Расчет продолжительности балластного перехода из порта освобождения в порт отправления ($T_{бал}$, сут). В случае, если такой переход имеет место, расчет производится по известной формуле

$$T_{бал} = \frac{L_{бал}}{V_{бал}} \cdot k_{штм}, \quad (2)$$

где $L_{бал}$ – расстояние перехода судна в балласте, миль;

$V_{бал}$ – скорость судна в балласте, узл.;

$k_{штм}$ – коэффициент штормового запаса (как правило, $k_{штм} = 1,05$).

Расчет даты и времени прихода судна в порт отправления и определение соответствия этой характеристики объявленному интервалу необходимой готовности судна под подачу. В случае более раннего прихода в порт требуется расчет интервала времени ожидания в порту до наступления объявленной даты принятия судна под обработку. Обозначим указанный временной интервал через $T_{ож}$.

Соответствующие расходы судна по обеспечению балластного перехода и стоянки судна в порту отправления для вхождения в тайм-чартер равны

$$R_{бал} = c_{бал}^x \cdot T_{бал}^x \cdot s^x, \quad (3)$$

где $c_{бал}^x$ – норматив расхода топлива в сутки на ходу в балласте, т/сут;

s^x – цена тонны топлива (IFO 380), используемого судном на ходу, долл/т (в рассматриваемом примере $s^x = 200$ долл/т).

$$R_{П,ож} = c_{б.г.}^{cm} \cdot T_{ож} \cdot s^{cm}, \quad (4)$$

где $c_{б.г.}^{cm}$ – норматив расхода топлива в сутки на стоянке без грузовых операций, т/сут;

s^{cm} – цена тонны топлива, используемого судном на стоянке без грузовых операций, долл/т (в рассматриваемом далее примере $s^{cm} = 200$ долл/т).

Таким образом, суммарные расходы судовладельца для обеспечения вхождения судна в тайм-чартер составляют

$$R = R_{бал} + R_{П,ож}. \quad (5)$$

Доходы судовладельца при заключении тайм-чартера на рейс (рейсового тайм-чартера) составляют

$$D = H \cdot k_{бр} \cdot T_{рп} + BB, \quad (6)$$

где H – суточная арендная ставка при сдаче судна в тайм-чартер, долл/сут;

$k_{бр}$ – коэффициент, учитывающий брокерскую и адресную комиссии;

$T_{рп}$ – время рейса судна с грузом, т.е. от порта отправления до порта назначения, сут;

BB – балластный бонус, долл.

Таким образом, преобразованный вид формулы (1) представляется как

$$ТЧЭ = \frac{D - (R_{бал} + R_{П,ож})}{T_P}, \quad (7)$$

В наиболее общем случае время рейса T_P составляет

$$T_P = T_{рп} + T_{бал}. \quad (8)$$

Рассмотрим пример расчета показателя ТЧЭ для исходных данных следующих трех котировок (табл. 1).

Таблица 1

| Характеристика | Исходные данные по котировкам | | |
|--|-------------------------------|-----------------------|---------------|
| | Номера котировок | | |
| | 1 | 2 | 3 |
| Даты вхождения в тайм-чартер (LAY/CAN) | 2-8 апреля | 3-5 апреля | 6-10 апреля |
| Порт (страна) отправления | Бандар Аббас | Кандла | Бандар Аббас |
| Порт (страна) назначения | Марокко | Регион Вьетнам, Китай | Китай |
| Род груза | Сталь, слябы | Соль навалом | Железная руда |
| Продолжительность тайм-чартера, сут | 50 | 35 | 30 |
| Суточная арендная ставка, долл/сут | 5700 | 5000 | 5900 |
| Брокерская, адресная комиссия, % | 5 | 3,7 | 5 |

Расчет выполнен для судна со следующими технико-эксплуатационными характеристиками (табл. 2), с позицией ожидаемого освобождения от предыдущих обязательств 01.04 в 10 часов 00 мин.

Приведем результаты расчета по предложенным котировкам (табл. 3).

Таблица 2

Тайм-чартерное описание судна

| Характеристика | Ед. измерения | Значение |
|---|-------------------|----------------------|
| Наименование судна | - | “Ocean Marvel” |
| Дата и время освобождения | - | 01.04; 10 час 00 мин |
| Порт освобождения | - | Кандла |
| Дедвейт | т | 42584 |
| Осадка в грузу | м | 10,99 |
| Длина судна | м | 187,63 |
| Ширина судна | м | 30,80 |
| Брутто/нетто тоннаж | т/т | 24533/13770 |
| Грузовместимость зерновая/киповая | куб. фут/куб. фут | 1805490/1731628 |
| Скорость в балласте | узл. | 13,0 |
| Скорость в грузу | узл. | 13,0 |
| Марка топлива | - | IFO 380 |
| Норматив расхода топлива на ходу в балласте/в грузу | т/сут | 26,5/27,5 |
| Норматив расхода топлива на стоянке с грузовыми операциями/ без грузовых операций | т/сут | 3,80/2,81 |

Таблица 3

Результаты расчета

| Показатель | Ед. измерения | Номера котировок | | |
|--|---------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| | | 1 | 2 | 3 |
| $L_{\text{фат}}$ | миль | 847 | 0 | 847 |
| $T_{\text{фат}}$ | сут | 2,85 | 0 | 2,85 |
| Дата и время прибытия в порт отправления | | 04.04; 6 час 00 мин | 01.04 10 час 00 мин | 04.04; 6 час 00 мин |
| $R_{\text{фат}}$ | долл | 15105 | 0 | 15105 |
| $T_{\text{эк}}$ | сут | 0 | 1,583 | 1,750 |
| $R_{\text{пол}}$ | долл | 0 | 860 | 983 |
| R | долл | 15105 | 860 | 16088 |
| D | долл | 270750 | 144375 | 168150 |
| $T_{\text{тф}}$ | сут | 50 | 35 | 30 |
| $T_{\text{р}}$ | сут | 52,85 | 36,583 | 34,6 |
| ТЧЭ | долл/сут | 4837,2 | 4937,1 | 4394,8 |
| п | долл/сут | 237,2 | 337,1 | - 205,2 |

Выводы. Поскольку суточный норматив постоянных расходов по содержанию судна составляет $r_{\text{ном}} = 4600$ долл/сут, следует вывод о том, что первая и вторая из предлагаемых котировок являются прибыльными для судовладельца.

Суточное значение прибыли, вычисляемое как

$$n = TЧЭ - r_{\text{ном}}, \quad (9)$$

составляет 237,2 и 337,1 долл/сут соответственно. Третья котировка является убыточной, поскольку $TЧЭ < r_{\text{ном}}$.

Литература

1. Bes' Chartering and Shipping Terms./ Eleventh edition by Norman J. Lopez.- London: Baker & Howard Ltd, 1992. - 641 p.
2. Gorton L., Shipbroking and Chartering Practice./ Lars Gorton, Rolf Ihre, Arne Sandervärn /Fourth edition/ - London: Lloyd's of London Press Ltd.,1995. - 337 p.
3. Раховецкий А.Н. Оперативная фрахтовая деятельность на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1986. -160 с.
4. Лимонов Э.Л. Внешнеторговые операции морского транспорта и мультимодальные перевозки. [Текст]: Учебник для ВУЗов / Э.Л. Лимонов. – СПб.: ООО «Модуль», 2006. – 634 с.
5. Рылов С.И. Выбор судна для тайм-чартерной аренды и критерии эффективности его фрахтования. / С.И. Рылов, Ю.А. Коскина, Н.В. Судник // Вісник Одеського національного морського університету. Збірник наукових праць. Випуск 27. – Одеса: ОНМУ, 2009. – С. 139 – 145. (ISSN 2226-1893).
6. Лапкин А.И. Морские тарифы, фрахты и сборы: Учебн. пособие / А.И. Лапкин, А.В. Бондарь, М.А. Ветошникова, Е.С. Арабаджи. - Одесса: ОНМУ, 2010. – 111 с.
7. Лапкін О.І. Визначення варіанту експлуатації суден обмежених районів плавання в регіоні Чорного та Середземного морів./ О.І. Лапкін // Вісник Одеського національного морського університету. Збірник наукових праць. Випуск 4(46). – Одеса: ОНМУ, 2015. – С. 86 - 97 (ISSN 2226-1893).
8. Онищенко С.П. Ідентифікація впливу умов офери на успішність укладання фрахтової угоди./ С.П. Онищенко, Ю.О. Коскіна// Вісник Одеського національного морського університету. Збірник наукових праць. Випуск 1(43). – Одеса: ОНМУ, 2015. – С. 149 – 165. (ISSN 2226-1893).
9. Судник Н.В. Моделирование процессов принятия оператором решений по офрахтованию арендованных судов. – Бізнес Інформ № 4 , 2015. – С. 88-91. (ISSN 2222-4459).
10. Лапкіна І.О. Аналіз змін тайм-чартерного еквівалента на ринку костерного тоннажу в Чорноморському регіоні. / І.О. Лапкіна, А.О. Нікульшина// Методи та засоби управління розвитком транспортних систем.: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2012. – Вип. № 19 (1). - С.140 - 153.

References

1. Bes' Chartering and Shipping Terms./ Eleventh edition by Norman J. Lopez.- London: Baker & Howard Ltd, 1992. - 641 p.
2. Gorton L., Shipbroking and Chartering Practice./ Lars Gorton, Rolf Ihre, Arne Sandervärn /Fourth edition/ - London: Lloyd's of London Press Ltd.,1995. - 337 p.
3. Rahoveckij A.N. Operativnaja frahtovaja dejatel'nost' na morskome transporte. – M.: Transport, 1986. -160 p.
4. Limonov Je.L. Vneshnetorgovye operacii morskogo transporta i mul'timodal'nye perevozki. [Tekst]: Uchebnik dlja VUZov / Je.L. Limonov. – SPb.: ООО «Modul'», 2006. – 634 p.
5. Rylov S.I. Vybor sudna dlja tajm-charternoj arendy i kriterii jeffektivnosti ego frahtovanija. / S.I. Rylov, Ju.A. Koskina, N.V. Sudnik // Visnik Odes'kogo nacional'nogo mors'kogo universitetu. Zbirnik naukovih prac'. Vipusk 27. – Odessa: ONMU, 2009. – S. 139 – 145. (ISSN 2226-1893).

6. Lapkin A.I. Morskie tarify, frahty i sbory: Uchebn. posobie / A.I. Lapkin, A.V. Bondar', M.A. Vetoshnikova, E.S. Arabadzhi. - Odessa: ONMU, 2010. – 111 p.
7. Lapkin O.I. Vyznachennja variantu ekspluatacii suden обмеzenih rajoniv plavannja v regioni Chornogo ta Seredzernnogo moriv./O.I. Lapkin // Visnik Odes'kogo nacional'nogo mors'kogo universitetu. Zbirnik naukovih prac'. Vipusk 4(46). – Odessa: ONMU, 2015. – S. 86 - 97 (ISSN 2226-1893).
8. Onishhenko S.P. Research of the effect of terms and conditions of an offer on successful conclusion of the freight transaction/ S.P. Onishhenko, Ju.O. Koskina // Visnik Odes'kogo nacional'nogo mors'kogo universitetu. Zbirnik naukovih prac'. Vipusk 1(43). – Odessa: ONMU, 2015. – S. 149 – 165. (ISSN 2226-1893).
9. Sudnik N.V. Modeling the Processes of Decision-Making by Operator, Concerning the Chartering Out the Leased Ships. – Biznes Inform № 4, 2015. – P. 88-91 (ISSN 2222-4459).
10. Lapkina I.O. Analiz zmin tajm-charternogo ekvivalenta na rinku kosternogo tonnazu v Chornomorskomu regioni. / I.O. Lapkina, A.O. Nikul'shina// Metodi ta zasobi upravlinnja rozvitkom transportnih sistem.: Zb. nauk. prac'. – Odessa: ONMU, 2012. – Vip. № 19 (1). - S.140 - 153.

Лапкін О.І., Лапкіна І.О. Ефективність відфрахтування судна на умовах рейсового тайм-чартеру.

Розглянуто та запропоновано методичні положення з обґрунтування ефективних варіантів відфрахтування судна на умовах рейсового тайм-чартеру. В якості показника, який оцінює ефективність рейсу судна, використано тайм-чартерний еквівалент. На основі ідентифікації специфічних умов рейсового тайм-чартеру виконано перетворення базової формули розрахунку тайм-

чартерного еквіваленту та запропоновано алгоритм визначення цього показника.

Ключові слова: судно, судовласник, фрахтова угода, тайм-чартерний еквівалент.

Lapkin A., Lapkina I. The efficiency of vessel chartering on conditions of time charter trip.

Recently a great spread on chartering market got so-called Non Vessel Operator Common Carriers. These operators hire vessels from the original shipowners in voyage time-charter or rent vessels for a short period (3-5 months). In such circumstances, the operation companies act already as time charter shipowners and hire vessels for consecutive voyages. Therefore, in the paper the methodological base for effective options to charter vessels under a time charter was appraised and worked out. As the indicator that assesses the effectiveness of the ship voyage, «time charter equivalent» was used. Basing on the identification of the specific conditions of trip time charter the transformation of the basic formula for calculating the time charter equivalent, and the algorithm for determining this index were worked out.

Keywords: vessel, voyage, shipowner, charter, time-charter equivalent.

Лапкін О.І. – д.т.н, доц., професор кафедри «Комерційне забезпечення транспортних процесів», Одеський національний морський університет, lapkina@ukr.net.

Лапкіна І.О. – д.е.н., проф., завідувач кафедри «Системний аналіз та логістика», Одеський національний морський університет, lapkina@ukr.net.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 15.03.2017

УДК [629.463.62:656.073.235]-047.58

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ВАГОНА-ПЛАТФОРМИ ЗЧЛЕНОВАНОГО ТИПУ З КОНТЕЙНЕРАМИ

Ловська А.О.

THE FEATURES MODELING OF DYNAMIC LOADS AT A FLAT WAGON WITH CONTAINERS

Lovskaya A.

В статті наведені результати досліджень динамічної навантаженості вагона-платформи зчленованого типу з контейнерами при експлуатаційних режимах навантаження. Визначено максимальні величини прискорень, які діють на несучу конструкцію вагона-платформи з контейнерами шляхом математичного та комп'ютерного моделювання їх переміщень при дії поєднаної сили на передній упор автотягача пристрою. Адекватність розроблених моделей перевірено за критерієм Фішера. Проведені розрахунки дозволили зробити висновок про адекватність отриманих результатів.

Ключові слова: вагон-платформа зчленованого типу; несуча конструкція; динаміка; моделювання; прискорення; навантаженість конструкції; комбіновані перевезення.

Вступ. Розвиток конкурентного середовища на ринку залізничних послуг, а також підвищення ефективності його функціонування вимагає створення рухомого складу нового покоління з підвищеними техніко-економічними показниками, а також комбінованих транспортних систем.

Недостатній рівень поповнення вагонного парку Укрзалізниці за останні роки зумовлює необхідність впровадження в експлуатацію нових технічних рішень щодо удосконалення несучих конструкцій кузовів вагонів для здійснення потреб у перевезеннях завданої номенклатури вантажів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Особливості розробки швидкісного зчленованого вагона-платформи для перевезення контейнерів наведені у [1]. Прийняті технічні рішення при проектуванні вагона-платформи дозволяють здійснювати одночасне перевезення на ньому двох 40- або 45-футових контейнерів чи чотирьох 20-футових.

Моделювання міцності рами вагона-платформи з урахуванням розміщення на ній автомобільного напівприцепу проводиться у [2]. У роботі запропоновано розрахункову схему, яка дозволяє отримати уточнені значення напружень у несучій конструкції вагона-платформи.

Дослідження міцності вагона-платформи при статичній та динамічній навантаженості його конструкції наведені у [4], при цьому використані експериментальні методи, зокрема – електричного тензометрування.

В розглянутих роботах не приділяється уваги дослідженню динаміки вагона-платформи при експлуатації відносно рейкової колії.

Аналіз конструкції вагона-платформи нового покоління наведений у [3]. Особливістю вагона-платформи є можливість регулювання корисної довжини в залежності від габаритів перевозимого вантажу.

Дослідження динаміки вагона-платформи з використанням методів мульти-тіла наведені у [5]. Розрахунок проведений стосовно вагона-платформи з обертовою середньою частиною в середовищі програмного забезпечення MSC Adams. Рівняння руху вагона-платформи сформульовані в абсолютних координатах з використанням метода Лагранжа I роду.

Дослідження динаміки залізничного вагона з відкритою завантажувальною платформою наведені в [6]. Розрахунок проведений у середовищі програмного забезпечення MSC Adams. При цьому дослідження стійкості проти перекидання вагона здійснювалося при його вписуванні у криву радіусом 250 м з урахуванням різної швидкості руху.

Питання моделювання міцності несучої конструкції вагона-платформи в зазначених роботах не розглянуті.

Мета статті. Висвітлення особливостей моделювання динамічної навантаженості вагона-платформи зчленованого типу з контейнерами.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для підвищення ефективності контейнерних перевезень на кафедрі вагонів УкрДУЗТ (м. Харків) розроблено несучу конструкцію вагона-платформи зчленованого типу на базі типового вагона-платформи моделі 13-401, побудови Дніпродзержинського вагонобудівного заводу (рис. 1).

Для дослідження динамічної навантаженості вагона-платформи зчленованого типу використано математичну модель, наведену у [7], де проводиться визначення прискорень контейнера-цистерни, розміщеного на вагоні-платформі при дії на нього по-вздожньої сили від вагона-бойка.

При цьому для визначення прискорень несучої конструкції вагона-платформи, як складової її динамічного навантаження, дана модель доопрацьована шляхом урахування переміщень двох секцій вагона-платформи при експлуатаційних режимах навантаження. Також в ній скасовані пружні зв'язки між контейнерами та несучою конструкцією вагона-платформи, що обумовлено меншою довжиною секції, створеної на базі типового вагона-платформи моделі 13-401 у порівнянні з довгобазним вагоном-платформою, динаміка якого досліджувалася у [7].

У якості досліджуваної моделі контейнера обраний універсальний контейнер типорозміру 1СС. Контейнер розглянутий як прикріплена маса віднос-

но рами вагона-платформи. Тобто, контейнер повністю повторює траєкторію переміщення вагона-платформи. Зв'язок між рамою вагона-платформи та фітінгами контейнера імітувався як жорсткий.

Дослідження коливань вагона-платформи з контейнерами здійснювалося у по vzdovжньо-вертикальній площині. Вагон-платформа з контейнерами розглянутий у вигляді плоскої розрахункової схеми.

При складанні математичної моделі враховано, що кожна секція вагона-платформи має власну ступінь вільності, оскільки конструкційні особливості пристрою зчленування дозволяють здійснювати їх переміщення у просторі [8, 9].

Схема дії по vzdovжньої сили на вагон-платформу зчленованого типу з контейнерами, розміщеними на ньому при відсутності можливих переміщень фітінгів відносно фітінгових упорів наведен на рис. 2.

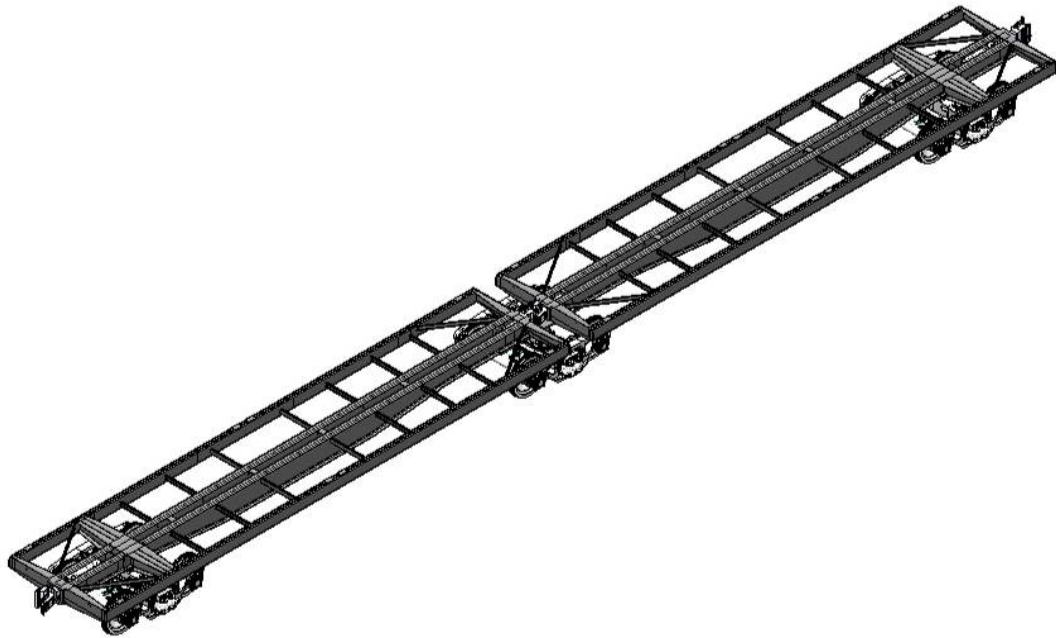


Рис. 1. Вагон-платформа зчленованого типу

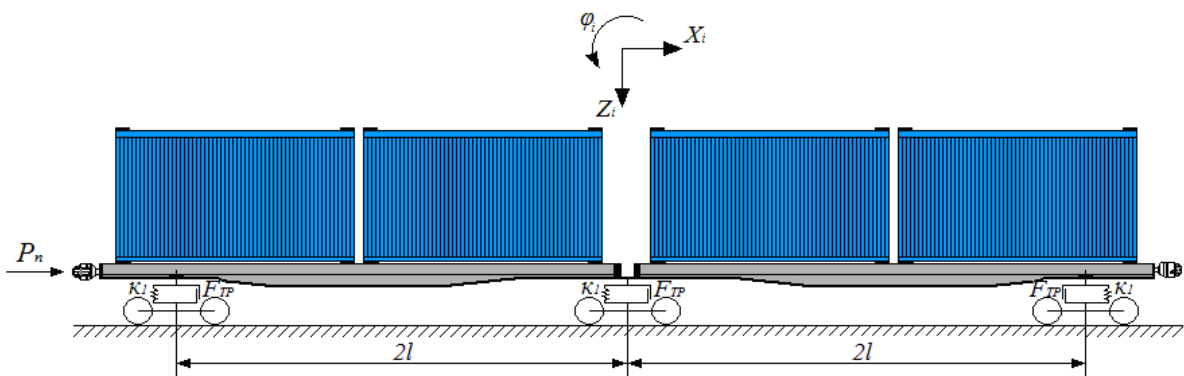


Рис. 2. Схема дії по vzdovжньої сили на вагон-платформу зчленованого типу з контейнерами, розміщеними на ньому

$$M'_{\Pi L_1} \cdot (\ddot{x}_{\Pi L_1} - \ddot{x}_{\Pi L_2}) + M_{\Pi L_1} \cdot h \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi L_1} = P_n, \quad (1)$$

$$I_{\Pi L_1} \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi L_1} + M_{\Pi L_1} \cdot h \cdot (\ddot{x}_{\Pi L_1} - \ddot{x}_{\Pi L_2}) - g \cdot \varphi_{\Pi L_1} \cdot M_{\Pi L_1} \cdot h = \\ = l \cdot F_{TP} \left(\text{sign} \dot{\Delta}_1^{\Pi L_1} - \text{sign} \dot{\Delta}_2^{\Pi L_1} \right) + \\ + l \left(k_1 \cdot \dot{\Delta}_1^{\Pi L_1} - k_2 \cdot \dot{\Delta}_2^{\Pi L_1} \right), \quad (2)$$

$$M_{\Pi L_1} \cdot \ddot{z}_{\Pi L_1} = k_1 \cdot \Delta_1^{\Pi L_1} + k_2 \cdot \Delta_2^{\Pi L_1} - \\ - F_{TP} \left(\text{sign} \dot{\Delta}_1^{\Pi L_1} - \text{sign} \dot{\Delta}_2^{\Pi L_1} \right), \quad (3)$$

$$m_i \cdot (\ddot{x}_{\Pi L_1} - \ddot{x}_{\Pi L_2}) + (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi L_1} = 0, \quad (4)$$

$$I_i \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi L_1} + (m_i \cdot z_{ci}) \cdot (\ddot{x}_{\Pi L_1} - \ddot{x}_{\Pi L_2}) - \\ - g \cdot (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \varphi_{\Pi L_1} = 0, \quad (5)$$

$$m_i \cdot \ddot{z}_{\Pi L_1} = 0 \quad (6)$$

$$M'_{\Pi L_2} \cdot (\ddot{x}_{\Pi L_1} - \ddot{x}_{\Pi L_2}) + M_{\Pi L_2} \cdot h \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi L_2} = 0, \quad (7)$$

$$I_{\Pi L_2} \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi L_2} + M_{\Pi L_2} \cdot h \cdot (\ddot{x}_{\Pi L_1} - \ddot{x}_{\Pi L_2}) - \\ - g \cdot \varphi_{\Pi L_2} \cdot M_{\Pi L_2} \cdot h = \\ = l \cdot F_{TP} \left(\text{sign} \dot{\Delta}_1^{\Pi L_2} - \text{sign} \dot{\Delta}_2^{\Pi L_2} \right) + \\ + l \left(k_1 \cdot \dot{\Delta}_1^{\Pi L_2} - k_2 \cdot \dot{\Delta}_2^{\Pi L_2} \right), \quad (8)$$

$$M_{\Pi L_2} \cdot \ddot{z}_{\Pi L_2} = k_1 \cdot \Delta_1^{\Pi L_2} + k_2 \cdot \Delta_2^{\Pi L_2} - \\ - F_{TP} \left(\text{sign} \dot{\Delta}_1^{\Pi L_2} - \text{sign} \dot{\Delta}_2^{\Pi L_2} \right), \quad (9)$$

$$m_i \cdot (\ddot{x}_{\Pi L_1} - \ddot{x}_{\Pi L_2}) + (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi L_2} = 0, \quad (10)$$

$$I_i \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi L_2} + (m_i \cdot z_{ci}) \cdot (\ddot{x}_{\Pi L_1} - \ddot{x}_{\Pi L_2}) - \\ - g \cdot (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \varphi_{\Pi L_2} = 0, \quad (11)$$

$$m_i \cdot \ddot{z}_{\Pi L_2} = 0 \quad (12)$$

де

$$\Delta_1^i = z_{\Pi L_i} - l \cdot \varphi_{\Pi L_i}; \quad \Delta_2^i = z_{\Pi L_i} + l \cdot \varphi_{\Pi L_i}$$

$M'_{\Pi L_i}$ – маса-брутто i -ої секції вагона-платформи; $M_{\Pi L_i}$ – маса несучої конструкції i -ої секції вагона-платформи; $I_{\Pi L_i}$ – момент інерції i -ої секції вагона-платформи; P_n – величина повздовжньої сили, що діє на автозчеп; l – половина бази секції вагона-платформи; F_{TP} – абсолютне значення сили сухого тертя у ресорному комплекті; k_1, k_2 –

жорсткість пружин ресорних комплектів візків вагона-платформи (візок моделі 18-100); m_i – маса контейнера; z_{ci} – висота центру ваги контейнера; I_i – момент інерції i -го контейнера; x_i, φ_i, z_i – координати, що визначають переміщення секцій вагона-платформи відносно відповідних вісей.

Величина повздовжньої сили, що діє на несучу конструкцію вагона-платформи, прийнята рівною 2,5 МН [10]. Розв'язання диференціальних рівнянь здійснено за допомогою метода Рунге-Кутта в середовищі програмного забезпечення MathCad [11, 12].

Результати досліджень дозволили зробити висновок, що прискорення, які приходяться на несучу конструкцію першої з боку дії сили секції вагона-платформи складають 36,4 м/с², а другої – близько 37 м/с² (рис. 3).

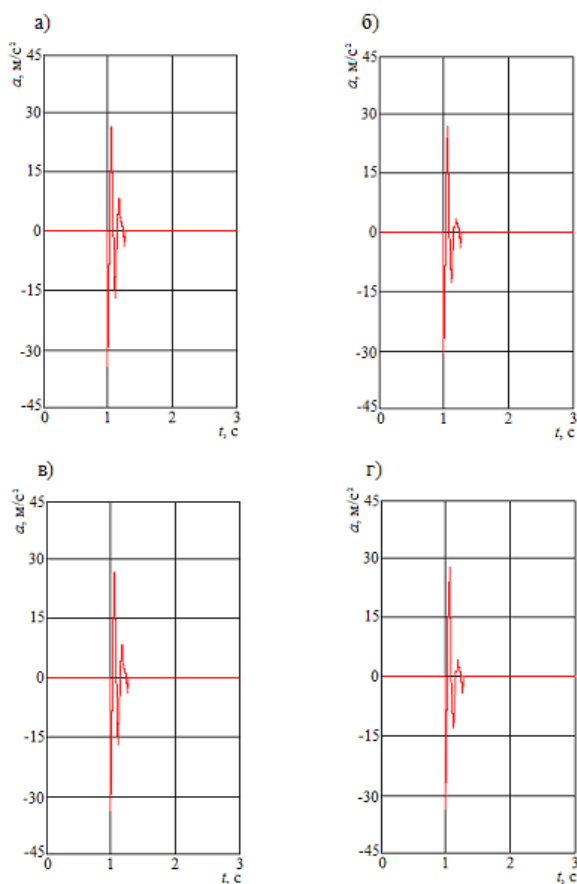


Рис. 3. Прискорення, які діють на несучу конструкцію вагона-платформи зчленованого типу з контейнерами, розміщеними на ньому при I розрахунковому режимі (розтягнення-ривок):

а – перша з боку дії повздовжньої сили секція вагона-платформи; б – контейнер, розміщений на першій з боку дії повздовжньої сили секції вагона-платформи;

в – друга з боку дії повздовжньої сили секція вагона-платформи; г – контейнер, розміщений на другій з боку дії повздовжньої сили секції вагона-платформи

Чисельні значення прискорень, які діють на несучу конструкцію вагона-платформи зчленованого типу з контейнерами, розміщеними на ньому при

експлуатаційних режимах навантаження використані при дослідженні міцності несучої конструкції, як складові динамічного навантаження, що діють на неї.

З метою апробації теоретичних величин прискорень, які діють на удосконалену несучу конструкцію вагона-платформи зчленованого типу проведено комп'ютерне моделювання в середовищі програмного забезпечення CosmosWorks. При цьому до уваги прийняті основні види навантажень, які діють на несучу конструкцію вагона-платформи зчленованого типу в експлуатації [10].

Розрахунок виконано за допомогою методу скінчених елементів (МСЕ).

При складанні скінченно-елементної моделі (СЕМ) використані просторові ізопараметричні тетраедри. Оптимальна кількість елементів сітки визначена за графоаналітичним методом. При цьому кількість вузлів сітки склала 159742, елементів – 479776. Максимальний розмір елементу дорівнює

200 мм, мінімальний – 40 мм. Мінімальна кількість елементів в колі склала 9, співвідношення збільшення розмірів елементів у сітці – 1,7. Максимальне співвідношення боків – 37510, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3 – 10,5, більше 10 – 41,5.

При складанні моделі міцності враховано, що на несучу конструкцію вагона-платформи окрім повздовжньої сили P_n діють вертикальні зусилля у зонах обпирання контейнерів на фітингові упори P_{yn}^e (рис. 4). Враховано, що на контейнер діє вертикальна реакція у зоні обпирання фітинга на фітинговий упор P_{yn}^e . При складанні комп'ютерної моделі не враховано дію вантажу, розміщеного у контейнері на його стіни, а також повздовжнє переміщення контейнера відносно плити фітингового упору вагона-платформи, обумовленого наявністю технологічного зазору.

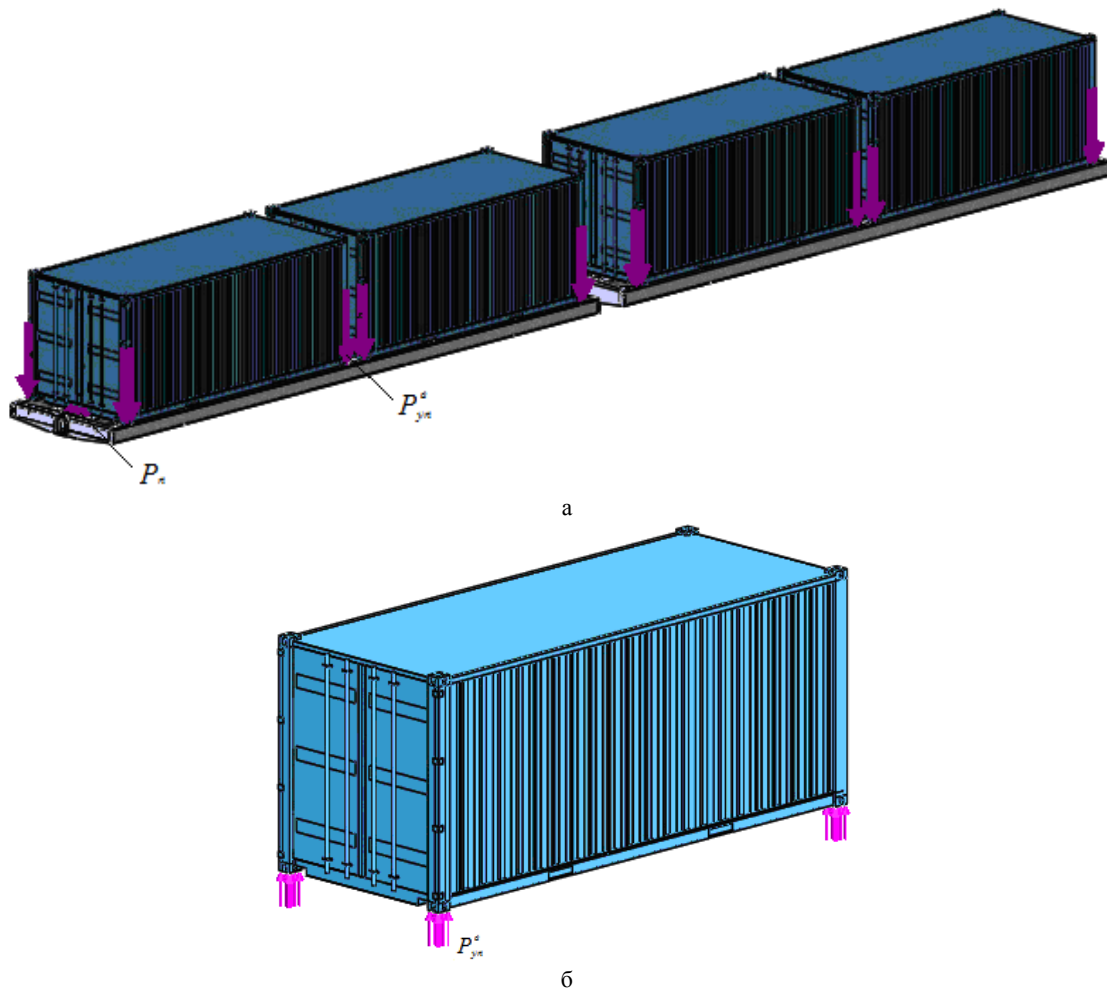


Рис. 4. Модель міцності удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу з контейнерами, розміщеними на ньому при дії повздовжньої сили на передній упор автозчепу:
а – загальний вид; б – дія вертикальної реакції на фітинг контейнера від опорної площини фітингового упору

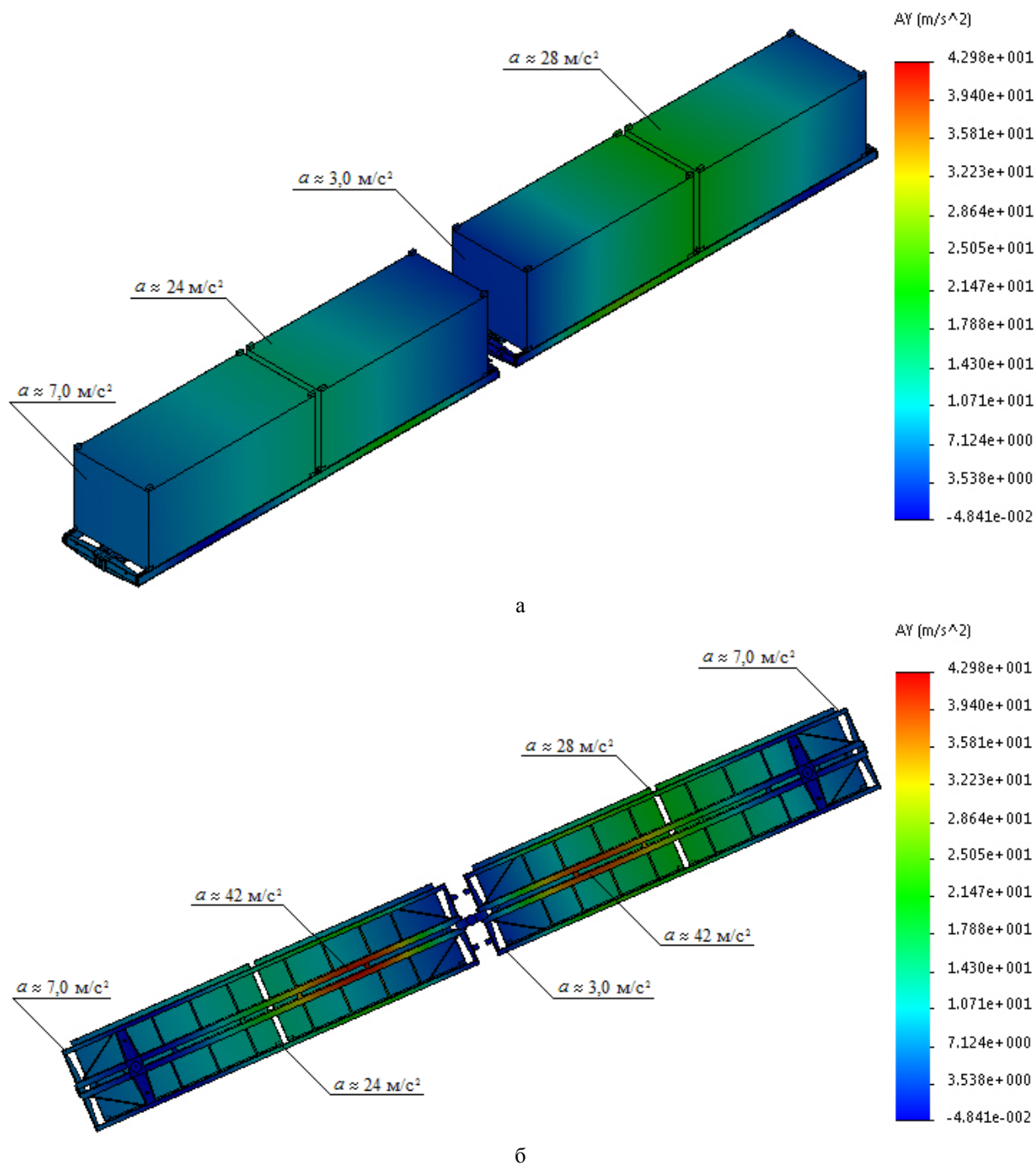


Рис. 5. Прискорення удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу з контейнерами, розміщеними на ньому при дії повздовжньої сили на передній упор автозчепу:
а – загальний вид; б – вид знизу

Закріплення моделі здійснювалося у зонах обпирання несучої конструкції вагона-платформи на візки. В якості матеріалу несучої конструкції вагона-платформи та контейнерів застосована сталь марки 09Г2С зі значенням межі міцності $\sigma_b = 490$ МПа та межі плинності $\sigma_r = 345$ МПа.

Результати комп'ютерного моделювання наведені на рис. 5.

З проведених досліджень можна зробити ви-

сновок, що максимальні прискорення, які діють на вагон-платформу зчленованого типу складають близько 45 м/с^2 , для контейнера значення прискорень склали близько 30 м/с^2 .

З метою перевірки адекватності розробленої моделі використаний критерій Фішера.

Встановлено, що модель, яка розглядається, є лінійною та характеризує зміну прискорень вагона-платформи з контейнерами, розміщеними на ньому від повздовжньої сили, що діє на передній упор ав-

тозчепу. При цьому кількість ступенів вільності при $N = 5$ буде складати $f_1 = 3$.

При визначенні адекватності моделі встановлено, що при дисперсії відтворюваності $S_y^2 = 1,15$ та дисперсії адекватності $S_{ad}^2 = 2,17$, фактичне значення критерію Фішера $F_p = 1,88$, що менше табличного значення критерію $F_t = 5,41$. Отже гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується. Похибка апроксимації при цьому склала 4,85 %.

Отримані величини динамічних навантажень враховані при дослідженні міцності несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження при дії повздовжньої сили у 2,5 МН на передній упор автотягача пристрою зосереджені в зоні взаємодії шворневої балки з хребтовою та складають близько 330 МПа, що не перевищує допустиме значення [10], максимальні переміщення в конструкції виникають у середній частині основних повздовжніх балок рами та складають 64,5 мм, деформації в конструкції становлять $2,026 \cdot 10^{-2}$.

Для визначення коефіцієнту запасу опору втомі удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи при експлуатаційних режимах її навантаження проведені відповідні розрахунки.

Коефіцієнт запасу опору втомі несучої конструкції вагону-платформи

$$n = \frac{\sigma_{a,N}}{\sigma_{a,\varepsilon}}, \quad (13)$$

де $\sigma_{a,N}$ – межа витривалості за амплітудою несучої конструкції при базовому числі циклів $N = 10^7$, МПа;

$\sigma_{a,\varepsilon}$ – приведена амплітуда динамічного напруження, еквівалентна за пошкоджуючою дією розподілення амплітуд напружень за розрахунковий ресурс несучої конструкції, МПа.

Межа витривалості за амплітудою несучої конструкції при базовому числі циклів розраховується:

$$\sigma_{a,N} = \frac{\bar{\sigma}_M}{K_\sigma}, \quad (14)$$

де $\bar{\sigma}_M$ – середнє значення межі витривалості базового матеріалу при базовому числі циклів $N = 10^7$ (для сталі $\bar{\sigma}_M = 47$ МПа);

K_σ – коефіцієнт зниження межі витривалості.

Приведена амплітуда динамічного напруження, еквівалентна за пошкоджуючою дією розподілення амплітуд напружень за розрахунковий ресурс несучої конструкції визначається:

$$\sigma_{a,\varepsilon} = m_1 \sqrt{\frac{1}{N_0} \left(\sum n_i \cdot \sigma_{a,i}^{m_1} + \sigma_{a,N}^{(m_1-m_2)} \cdot \sum n_j \cdot \sigma_{a,j}^{m_2} \right)}, \quad (15)$$

де $\sigma_{a,N}$ – межа витривалості за амплітудою (точка перелому кривої витривалості для великих та малих амплітуд напружень) при базовому числі циклів $N = 10^7$, МПа;

m_1 – показник ступеня першої гілки кривої втоми (для зварювальних з'єднань $m_1 = 3$);

m_2 – показник ступеня другої гілки кривої втоми (для зварювальних з'єднань $m_2 = 5$);

$\sigma_{a,i}$ – амплітуда динамічного напруження, $\sigma_{a,i} \geq \sigma_{a,N}$, МПа;

n_i – кількість циклів амплітуд динамічного напруження $\sigma_{a,i}$;

$\sigma_{a,j}$ – амплітуда динамічного напруження, $\sigma_{a,j} < \sigma_{a,N}$, МПа;

n_j – кількість циклів амплітуд динамічного напруження $\sigma_{a,j}$.

Кількість циклів амплітуд динамічного напруження визначається:

$$n_k = T_p \cdot M_{1,k}, \quad (16)$$

де T_p – розрахунковий ресурс несучої конструкції вагона, роки;

k – лічильник номерів рівнів значення сили;

$M_{1,k}$ – кількість прикладень сили рівня k в рік.

На підставі проведених розрахунків при $N = 10^7$, $\sigma_{a,N} = 47$ МПа та $\sigma_{a,\varepsilon} = 23,7$ МПа отримано $n = 1,98$, що вище $[n] = 1,5$, отже коефіцієнт запасу опору втомі забезпечується.

Проведені дослідження можуть сприяти підвищенню ефективності експлуатації контейнерних перевезень у міжнародному сполученні шляхом впровадження вагонів-платформ зчленованого типу, створених на базі існуючих конструкцій.

Висновки:

1. Визначено максимальні величини прискорень, які діють на несучу конструкцію вагона-платформи з контейнерами, розміщеними на ньому при експлуатаційних режимах навантаження;

2. Визначено коефіцієнт запасу опору втомі удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи при експлуатаційних режимах її навантаження. Проведені розрахунки показали, що розрахункове значення коефіцієнту запасу опору втомі перевищує допустиме;

3. Проведені дослідження сприятимуть створенню вагонів-платформ зчленованого типу для перевезення контейнерів та підвищенню ефективності

комбінованого транспорту в напрямку міжнародних транспортних коридорів.

Література

1. Кожокар, К. В. Особенности разработки скоротного сочлененного вагона-платформы для перевозки контейнеров / К. В. Кожокар // Трансп. Рос. Федерации. – 2013. – № 3. – С. 21–24.
2. Бондарь, А. И. Теоретическая и экспериментальная оценка прочности вагона-платформы для перевозки автомобильных полуприцепов / А. И. Бондарь, А. Ю. Панин // Трансп. Рос. Федерации. – 2014. – № 3. – С. 33–35.
3. WBN Waggonbau Niesky GmbH: Developing a flexible platform of freight wagons // Intern. Edition. – 2016. – № 1. – P. 46.
4. Sandu, N. Static and dynamic tests performed on a flat wagon / N. Sandu, N. L. Zaharia // Problemy koleynictwa. – 2014. – Z. 163 (2014). – P. 67–77.
5. Multi-body Simulations of Railway Wagon Dynamics / K. Wójcik, J. Malachowski, P. Baranowski [et al.] // J. of KONES. Powertrain and Transport. – 2015. – Vol. 19. – Iss. 3. – P. 499–506. doi.org/10.5604/12314005.1138164.
6. Niezgoda, T. Simulations of motion of prototype railway wagon with rotatable loading floor carried out in MSC Adams software / T. Niezgoda, W. Krasoń, M. Stankiewicz // J. of KONES. Powertrain and Transport. – 2015. – Vol. 19. – Iss. 4. – P. 495–502. doi: 10.5604/12314005.1138622.
7. Нагруженность контейнеров-цистерн, расположенных на железнодорожной платформе, при ударах в автосцепку / Г. И. Богомаз, Д. Д. Мехов, О. П. Пилипченко, Ю. Г. Черномашенцева // Динаміка та керування рухом механічних систем : зб. наук. пр. / АНУ, ін-т техн. механіки. – Київ, 1992. – С. 87–95.
8. Бороненко, Ю. П. Выбор конструктивных решений сочлененных грузовых вагонов для колеи 1520 мм / Ю. П. Бороненко, Т. М. Белгородцева, Н. А. Кукушина // Трансп. Рос. Федерации. – 2013. – № 3 (46). – С. 3–9.
9. Инновационное решение – 120-футовая платформа сочлененного типа для перевозки трех 40-футовых крупнотоннажных контейнеров / Ю. П. Бороненко, Т. М. Белгородцева, С. Г. Васильев, Н. В. Смирнов // Трансп. Рос. Федерации. – 2009. – № 5 (24). – С. 56–59.
10. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – Москва : ГосНИИВ : ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
11. Дьяконов, В. MATHCAD 8/2000 : спец. справ. / В. Дьяконов. – Санкт-Петербург : Питер, 2000. – 592 с.
12. Кирьянов, Д. В. Mathcad 13 / Д. В. Кирьянов. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2006. – 608 с.

References

1. Kozhokar K. V. Osobennosti razrabotki skorotnogo sochlenennogo vagona-platformy dlya perevozki konteynerov / K. V. Kozhokar // Transport Rossiyskoy Federatsii. – 2013. – №3. – s. 21 – 24.
2. Bondar, A. I. Teoreticheskaya i eksperimentalnaya otsenka prochnosti vagona-platformy dlya perevozki avtomobilnykh polupritsepov / A. I. Bondar, A. Yu. Panin // Transport Rossiyskoy Federatsii. – 2014. – №3. – s. 33 – 35.
3. WBN Waggonbau Niesky GmbH: Developing a flexible platform of freight wagons // Intern. Edition. – 2016. – № 1. – P. 46.

4. Sandu, N. Static and dynamic tests performed on a flat wagon / N. Sandu, N. L. Zaharia // Problemy koleynictwa. – 2014. – Z. 163 (2014). – P. 67–77.
5. Multi-body Simulations of Railway Wagon Dynamics / K. Wójcik, J. Malachowski, P. Baranowski [et al.] // J. of KONES. Powertrain and Transport. – 2015. – Vol. 19. – Iss. 3. – P. 499–506. doi.org/10.5604/12314005.1138164.
6. Niezgoda, T. Simulations of motion of prototype railway wagon with rotatable loading floor carried out in MSC Adams software / T. Niezgoda, W. Krasoń, M. Stankiewicz // J. of KONES. Powertrain and Transport. – 2015. – Vol. 19. – Iss. 4. – P. 495–502. doi: 10.5604/12314005.1138622.
7. Nagruzhennost konteynerov-tsistern, raspolozhennykh na zheleznodorozhnoy platforme, pri udarah v avtostsepku / G. I. Bogomaz, D. D. Mehov, O. P. Pilipchenko, Yu. G. Chernomashentseva // Zb. nauk. prats “Dinamika ta keruvannya ruhom mehanichnih sis-tem” – KiYiv: ANU, Institut tehnichnoYi mehaniki, 1992. – S. 87 – 95.
8. Boronenko Yu. P. Vybor konstruktivnykh resheniy sochlenennykh gruzovykh vagonov dlya kolei 1520 mm / Yu. P. Boronenko, T. M. Belgorodtseva, N. A. Kukushina // Transport Rossiyskoy Federatsii. – №3(46), 2013. – S. 3 – 9.
9. Innovatsionnoe reshenie – 120-futovaya platforma sochlenennogo tipa dlya perevozki trekh 40-futovykh krupnotonnazhnykh konteynerov / Yu. P. Boronenko, T. M. Belgorodtseva, S. G. Vasilev, N. V. Smirnov // Transport Rossiyskoy Federatsii. – №5 (24), 2009. – S. 56 – 59.
10. Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesa-mohodnykh). – M.: GosNIIV – VNIIZhT, 1996. – 319 s.
11. Dyakonov V. MATHCAD 8/2000: spetsialnyiy spravochnik / V. Dyakonov. – SPb: Piter, 2000. – 592 s.
12. Kiryanov D. V. Mathcad 13 / D.V. Kiryanov. – SPb.: BHV – Peterburg, 2006. – 608 s.

Ловская А. А. Особенности моделирования динамической нагруженности вагона-платформы с контейнерами.

В статье представлены результаты исследований динамической нагруженности вагона-платформы сочлененного типа с контейнерами при эксплуатационных режимах нагружения. Определены максимальные величины ускорений, которые действуют на несущую конструкцию вагона-платформы с контейнерами путем математического и компьютерного моделирования их перемещений при действии продольной нагрузки на передний упор автосцепного устройства. Адекватность разработанных моделей проверена по критерию Фишера. Проведенные расчеты позволили сделать вывод о адекватности полученных результатов.

Ключевые слова: вагон-платформа сочлененного типа; несущая конструкция; динамика; моделирование; ускорения; нагружение конструкции; комбинированные перевозки.

Lovskaya A. The features modeling of dynamic loads at a flat wagon with containers.

Increased rates of Ukraine's integration into the system of international transport corridors suggest the need to create combined transport systems, among which one of the most successful is container transportation. In order to improve container transportation efficiency along international transport corridors running through Ukraine, a coupled flat

wagon has been designed on the base of an improved flat wagon structure. The mathematical simulation of dynamic loads of a flat wagon with containers (two ICC containers) at operational loading modes has been carried out, the maximum accelerations influencing the support structure have been defined, and the multiple values have been considered in computer simulation of the coupled tank wagon capacity. Results of the research can be used in designing coupled flat wagons to provide their capacity at mixed transportation.

Keywords: a coupled flat wagon, support structure, dynamics, modeling, acceleration, structure loading, combined transportation.

Ловська А. О. – к.т.н., доцент кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail: alyonalovskaya.vagons@gmail.com.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 15.03.2017

УДК 625.282:625.032.07

ПНЕВМАТИЧНІ РЕСОРИ НА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ

Маслієв В.Г., Дущенко В.В., Маслієв А.О.

PNEUMATIC SPRINGS ON VEHICLES

Masliyev V. Duschenko V. Masliyev A.

Запропоновано та досліджено пневматичну підвіску із підвищеним демпфіруванням коливань транспортного засобу. Підвіску створено із використанням пневматичної ресори, яка містить верхню і нижню дніща у вигляді дисків, гнучку балонну оболонку, дросель і додатковий резервуар, а діаметри верхнього і нижнього дніщ виконано рівними зовнішньому діаметру гнучкої балонної оболонки при її повному стисканні. Це суттєво збільшує масу стислого повітря, яке перетікає із пневморесори через дросель у додатковий резервуар, де воно охолоджується, тобто розсіює енергію коливань у довкілля через його стінки, та надходить у зворотному напрямку до пневморесори вже охолодженим у тієї ж кількості за масою, але із зменшеним об'ємом, що викличе відповідне зменшення амплітуд коливань на ходах відбою, тобто покращить демпфірування.

Ключові слова: транспортний засіб, пневматична ресора, демпфірування, коливання.

Вступ. Доцільність застосування пневматичного ресорного підвішування на транспортних засобах доводить досвід: Японії, Німеччини, Франції, Англії та ін., тому що при цьому суттєво зменшуються витрати на ремонт та відновлення як самих транспортних засобів, так і путніх структур. Це обумовлено тим, що пневматичні ресори реалізують «м'яке підвішування», яке забезпечує власну частоту коливань кузова на пневморесорах менше за 1 Гц. При цьому зменшуються інерційні сили (динамічний вплив) на путню структуру при русі транспортних засобів. Зараз це особливо важливо, бо путні структури як на залізничному так і на автомобільному транспорті застаріли: вони створювалися для значно менших навантажень. Пневморесори забезпечують захист пасажирів та екіпаж від шуму та вібрацій, які виникають при котінні коліс по путній структурі. Це сприяє підвищенню комфорту. Застосування пневматичного ресорного підвішування є перспективним напрямком підвищення технічного рівня транспортних засобів [1 - 5].

Аналіз основних досягнень і літератури. Пневматичне ресорне підвішування потребує удо-

сконалення, тому що з'явилися нові матеріали та технології, які мають підвищити його техніко-економічні властивості. Виготовлена на вітчизняних підприємствах і випробувана нова пневморесора, у якій гнучка оболонка виконана не із армованої гуми, як зазвичай, а із полімерних матеріалів [6]. Пройшов випробування мікропроцесорний регулятор положення кузова, який мінімізує витрати стислого повітря на підпитку пневморесор і забезпечує стабільність регулювання рівня підлоги кузова щодо путньої структури при зміні навантаження або умов довколишнього середовища [7, 8]. У відомих наукових працях закордонних фахівців недостатньо інформації про залучення систем пневматичного ресорного підвішування до реалізації демпфірування коливань транспортних засобів. Зазвичай для розсіювання енергії коливань використовують гідравлічні гасники, які встановлюють паралельно до пневматичних ресор, що ускладнює підвіску та зменшує її надійність [9]. Кафедра електричного транспорту та тепловозобудування НТУ «ХП» ініціювала, науково обгрунтувала, дослідила та впровадила пневматичне ресорне підвішування на десяти серіях магістральних, маневрових та промислових тепловозів [5, 10]. На цих тепловозах не були застосовані гасителі коливань: демпфірування відтворювалося винятково системою пневматичного ресорного підвішування. Науковці постійно намагаються підвищити демпфіруючі якості пневматичних ресор. У пневматичній ресорі, що містить резинокордну оболонку із кришкою, які утворюють основну робочу порожнину, додаткову ємність, встановлену співвісно і всередині основної робочої порожнини, розташовану між ними перегородку, яка містить калібрований отвір для перетікання повітря між порожнинами в процесі коливань. [11]. Недоліком цієї пневморесори є те, що в гасінні коливань бере участь тільки та маса повітря, що знаходиться в основній робочій порожнині, частина якої періодично то перетікає на ході стиснення з основного пружного елемента підвіски в додаткову ємність, то повертається до робочої порожнини

ході відбою. Оскільки додаткову ємність встановлено всередині основної робочої порожнини, то це ускладнює відведення у довкілля утворене при коливаннях тепло від повітря, що надійшло до неї. Це не дозволяє отримати належне демпфірування коливань. У іншому пристрої в порожнині пневморесори розміщено кільцевий пружно-деформований елемент, відношення ємності якого, виконаного у вигляді тору, до ємності пневморесори в її вільному стані, складає 0,78 [12]. Недоліком цього пристрою є занадто мала маса стисненого повітря, яка має можливість перетикати із пневморесори через дросель у додатковий резервуар, тому що порожнина пневморесори зайнята в основному (до 0,78 від загального обсягу) пружно-деформуємим елементом тороподібної форми. Отже, немає підстав для очікування суттєвого збільшення її демпфіруючих властивостей.

Мета дослідження, постановка задачі. Як відомо, підвищення ефективності демпфірування коливань можна досягти шляхом збільшення маси повітря, яке перетікає між пневматичною ресорою та додатковим резервуаром при коливаннях (13), що можна досягти, зокрема, шляхом зменшення її «мертвого» об'єму, який є невід'ємною властивістю пневморесор діафрагмового та панчішного типів. Тому була поставлена мета створення такої пневморесори, яка взагалі позбавлена «мертвого» об'єму, але зберігає властивості згаданих пневморесор, зокрема здатність до відтворення деформацій не тільки у вертикальному, а й у поперечному напрямку.

Матеріали та результати досліджень. Автори отримали Патент України на пневматичну ресору балонного типу, у якій ефективна площа змінюється при коливаннях, що має забезпечити підвищення її демпфіруючих якостей [15]. Зазначена мета була досягнута тим, що у пневматичній ресорі, яка містить верхнє і нижнє днища у вигляді дисків, гнучку балонну оболонку, дросель і додатковий резервуар, діаметри верхнього і нижнього днищ виконано рівними зовнішньому діаметру гнучкої балонної оболонки при її повному стисканні. Технічний результат, що було досягнуто, полягає у підвищенні ефективності демпфірування коливань пневматичної підвіски транспортного засобу завдяки забезпечення суттєвого збільшення маси повітря, яка перетікає із пневморесори через дросель у додатковий резервуар та у зворотному напрямку. При повному стисканні пневморесори, коли верхнє і нижнє днища зійдуться, уся маса повітря із пневморесори надійде у додатковий резервуар, що неможливо при наявності у порожнині пневморесори будь-яких додаткових елементів, навіть пружно-деформованих. На рисунку зображено пневматичну підвіску із підвищеним демпфіруванням коливань, яка містить кузов транспортного засобу 1, пневморесору 2, верхнє днище 3, гнучку оболонку 4, нижнє днище 5, дросельний отвір 6, додатковий резервуар 7, не підресорену частину 8, отвір для подачі стислого повітря 9. Пневматична підвіска працює наступним чином.

При русі транспортного засобу по колії або по дорозі, нерівності на них збуджують вертикальні зміщення не підресореної частини транспортного засобу 8, коливання кузова 1 на пневморесорі 2, при цьому днище 3 опускається долу і стискає повітря, яке знаходиться в порожнині пневморесори 2. Це повітря перетікає через дросельний отвір 6 у додатковий резервуар 7, де його кінетична енергія перетворюється у теплову, яка надходить у довкілля через стінки додаткового резервуару 7, тобто повітря охолоджується і на зворотному ході (відбою) у тій самій кількості за масою повертається до об'єму пневморесори 2, маючи вже менший об'єм і температуру, завдяки чому на ході відбою амплітуда зміщення угору кузова 1 буде зменшена. Це ідентифікується як демпфірування коливань. Воно відбувається тим швидше, чим більша за масою кількість повітря перетікатиме між пневморесорою 2 через дросельний отвір 6 у додатковий резервуар 7 та у зворотному напрямку. Маса повітря, що перетікає через дросель 6 у додатковий резервуар 7 обчислюється як добуток переміщення долу верхнього днища 3 та ефективної площини пневморесори 2, яка пропорційна квадрату її діаметру D_e , який суттєво зростає при переміщенні верхнього днища 3 долу у межі до діаметру D_0 тому, що зменшується радіус R гнучкої оболонки 4. Таким чином, значно зростає і маса повітря, яке перетікатиме через дросельний отвір 6 у додатковий резервуар 7. В межі, при переміщенні верхнього днища 3 аж до торкання із нижнім днищем 5, уся маса повітря із пневморесори 2 перетече через дросельний отвір 6 у додатковий резервуар 7, та на ході відбою повернеться до пневморесори вже охолодженим, що сприятиме суттєвому зменшенню амплітуди на ході відбою, тобто буде реалізовано найбільше демпфірування коливань кузова 1 на пневморесорі 2. Для живлення пневматичної ресори 2 стислим повітрям у верхньому днищі 3 виконано отвір 9. Наприклад, для пневморесори 2 балонного типу із ефективним діаметром $D_e = 0,3$ м і радіусом $R = 0,1$ м гнучкої оболонки 4, при опусканні долу верхнього днища 3 на 0,04 м радіус гнучкої оболонки 4 зменшиться до 0,06 м, а ефективний діаметр D_e пневморесори 2 зростає до $(0,3 + 2 \cdot 0,04) = 0,38$ м. Відповідно, ефективна площа пневморесори 2 зростає від $(\pi \cdot 0,3^2 / 4) = 0,071 \text{ м}^2$, до $(\pi \cdot 0,38^2 / 4) = 0,11 \text{ м}^2$, тобто досить суттєво. У відсотках це зростання становить $(0,11 - 0,071) \cdot 100 / 0,071 = 35 \%$. Це забезпечить відповідне збільшення маси повітря, що витікатиме через дросельний отвір 6 у додатковий резервуар 7, яка обчислюється як добуток ефективної площини D_e пневморесори 2 на вертикальне переміщення верхнього днища 3. Отже, суттєво покращаться демпфіруючі властивості пневморесори 2.

Динаміку транспортного засобу із цією пневматичною ресорною підвіскою було досліджено шляхом імітаційного моделювання із використанням програмного комплексу MATLAB Simulink (13). При обчисленому значенні коефіцієнта не пружного опору, який реалізує система із запропонованою

пневматичною ресорою, коливання затухають не більше, ніж за два періоди, а логарифмічний декремент коливань при цьому складає 1,8, тобто показник демпфірування дорівнює 0,28, що наближено до рекомендованого для транспортних засобів, у той час, як при діафрагматичній пневморесорі він складає не більше 0,12.

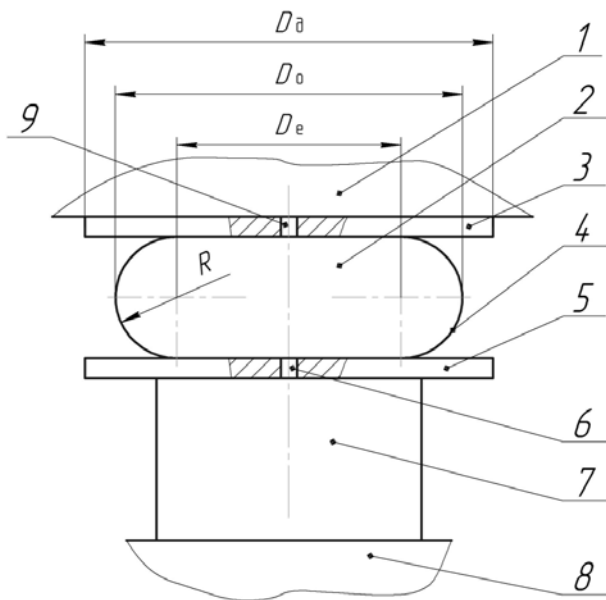


Рис. Пневматична підвіска із підвищеним демпфіруванням коливань

Висновки:

1. Запропоновано пневматичну підвіску, яка підвищує ефективність демпфірування коливань транспортного засобу завдяки забезпеченню суттєвого збільшення маси повітря, яка перетікає між пневморесорі через дросель у додатковий резервуар та у зворотному напрямку.

2. Доопрацьовано математичну та імітаційну моделі в частинах, які стосуються демпфірування коливань, шляхом урахування впливу зміни ефективною площини пневматичної ресори та маси повітря, що перетікає між пневморесорою та додатковим резервуаром для діафрагмової та запропонованої пневморесори.

3. Отримано осцилограми власних коливань маси на пневморесорах, що надало можливість обчислити показники демпфірування: для запропонованої пневморесори він склав 0,28, що наближено до рекомендованого значення для транспортних засобів, у той час як для діафрагмової пневморесори він не перевищував 0,12.

4. Обґрунтовано можливість та доцільність залучення системи пневматичного ресорного підвішування до реалізації демпфірування коливань кузовів транспортних засобів.

5. Запропонована пневматична підвіска спрощує експлуатацію транспортних засобів, тому що забезпечує необхідне демпфірування і надає можливість відмовитися від встановлення паралельно до пневматичних ресор гідравлічних гасителів коливань.

Література

1. Sugahara Y., Takigami T., Kazato A. Suppressing vertical vibration in railway vehicles through air spring damping control. // Journal of system design and dynamics Vol.1, No.2, 2007. pp. 212-223.
2. Toyofuku K., Yamada C., Kagawa T., and Fujita T. Study on dynamic characteristic analysis of airspring with auxiliary chamber. // JSAE Review, 1999, 20(3), 349-355.
3. Lee J.-H. & Kim K.-J. Modeling of nonlinear complex stiffness of dual-chamber pneumatic spring for precision vibration isolations. // Journal of Sound and Vibration, 2007, Vol 301, pp 909-926.
4. Коробка Б.А., Шкабров О.А., Коваленко Ю.Н., Назаренко В.Ф. Отечественная пассажирская тележка на пневматическом подвешивании. – Вагонный парк. – 2010. – № 6. – 48-51 с.
5. Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов / Куценко С.М., Елбаев Э.П., Кирпичников В.Г., Маслиев В.Г., Рубан А.Н. / Под ред. С.М.Куценко. – Харьков: Вища школа, 1978. – 97 с.
6. Макаренко Ю.В. Результаты исследования транспортного средства на пневматических рессорах / Маслиев В.Г., Макаренко Ю.В., Маслиев А.О. // Вестник Всероссийского научно-исследовательского и проектно-конструкторского института электровозостроения. – Новочеркасск, 2014. – №1 (67). – С. 101–107.
7. Патент на корисну модель № 68457. МПК B61F 5/00. Заявл. 09.09.2011. Опубл. 26.03.2012. Бюл.№6. «Пристрій для керування рівнем підресореної частини транспортного засобу при пневматичному ресорному підвішуванні» Маслієв В.Г., Макаренко Ю.В., Балєв В.М., Маслієв А.О. Власник НТУ «ХПІ».
8. Макаренко Ю.В., Балєв В.Н., Маслієв В.Г. Результаты исследования системы пневматического рессорного подвешивания транспортного средства с микропроцессорным управлением. – Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ«ХПІ». -2011.-№18.-С.69-74.
9. А.Г. Вольперт, В.А. Жолобов Гасители колебаний подвижного состава: каким им быть? // Железнодорожный транспорт. – 1985. – № 3. – С. 54 – 57. 10. Отчет по НИР: Конструкция и динамика пневматического рессорного подвешивания бесчелюстных тележек тепловоза 2ТЭ116. № гр 71018248, ВНИТИ, ХПИ, Коломна, Харьков, 1977, 59 с.
10. Пневматическая подвеска. А.с. № 968536. СССР, М., кл. F 16, F 9/04. Аверьянов Г.С., Кочанов Г.К., Фитилев Б.Н., Велицкий В.Д. Заявитель: Омский политехнический институт. 01.11. 82 г. Бюл. № 39.
11. Пневморесора железнодорожного экипажа. Патент Р. Ф. № 2032554, кл. В60G11/26, F16F9/02, заявл. 08.06.1992 опубл. 10.04.1995, авторы Емельянов Ю.В.; Мелихов А.Н.; Князева И.А.
12. Masliev V., Makarenko J., Masliev A. Studi of an air spring with improved damping of vibration ECOTECHMOD. AN INTERNATIONAL QUARTERLY JORNAL – 2015. Vol. 4. No. 4. 58-62.
13. Пневматична підвіска. Патент України на корисну модель № 113641, МПК В 60 G 11/26 (2006.01), F 16 F 9/02 (2006.01). Заявл. 11.07.16 р., Опубл. 10. 02. 17р. Бюл.№3

References

1. Sugahara Y., Takigami T., Kazato A. Suppressing vertical vibration in railway vehicles through air spring damping control. // Journal of system design and dynamics Vol.1, No.2, 2007. pp. 212-223.
2. Toyofuku K., Yamada C., Kagawa T., and Fujita T. Study on dynamic characteristic analysis of airspring with auxiliary chamber. // JSAE Review, 1999, 20(3), 349-355.
3. Lee J.-H. & Kim K.-J. Modeling of nonlinear complex stiffness of dual-chamber pneumatic spring for precision vibration isolations. // Journal of Sound and Vibration, 2007, Vol 301, pp 909-926.
4. Korobka B.A., Shkabrov O.A., Kovalenko Yu.N., Nazarenko V.F. Otechestvennaya passazhirskaya teleshka na pnevmaticheskom podveshivani. – Vagonnyiy park. – 2010. - # 6. – 48-51 s.
5. Pnevmaticheskoe resornoe podveshivanie teplovozo / Kutsenko S.M., Elbaev E.P., Kirpichnikov V.G., Masliev V.G., Ruban A.N. / Pod red. S.M.Kutsenko. – Harkov: Vischa shkola, 1978. – 97 s.
6. Makarenko Yu.V. Rezultaty issledovaniya transportnogo sredstva na pnevmaticheskikh resorah / Masliev V.G., Makarenko Yu.V., Masliev A.O. // Vestnik Vserossiyskogo nauchno-issledovatel'skogo i proektno-konstruktorskogo instituta elektrovozostroeniya. – Novocherkassk, 2014. – #1 (67). – S. 101–107.
7. Patent na korisnu model # 68457. MPK V61F 5/00. Zayavl. 09.09.2011. Opubl. 26.03.2012. Byul.#6. «Pristry dlya keruvannya rlvnem pldresorenoyi chastini transportnogo zasobu pri pnevmatichnomu resornomu pldvishuvanni» Masliev V.G., Makarenko Yu.V., Balev V.M., Masliev A.O. Vlasnik NTU «HPI».
8. Makarenko Yu.V., Balev V.N., Masliev V.G. Rezultaty issledovaniya sistemiy pnevmaticheskogo resornogo podveshivaniya transportnogo sredstva s mikroprotessornym upravlenim. – Visnik NTU «HPI». Zbirnik naukovih prats. Tematichniy vipusk: Transportne mashinobuduvannya.– Harkiv: NTU«HPI». -2011.-#18.-S.69-74.
9. A.G. Volpert, V.A. Zholobov Gasiteli kolebaniy podvizhnogo sostava: kakim im byit? // Zheleznodorozhniy transport. – 1985. – # 3. – S. 54 – 57. 10. Otchet po NIR: Konstruktsiya i dinamika pnevmaticheskogo resornogo podveshivaniya beschelyustnykh teleshok teplovoza 2TE116. # gr 71018248, VNITI, HPI, Kolonna, Harkov, 1977, 59 s.
10. Pnevmaticheskaya podveska. A.s. # 968536. SSSR, M., kl. F 16, F 9/04. Averyanov G.S., Kochanov G.K., Fitilev B.N., Velitskiy V.D. Zayavitel: Omskiy politehnicheskiiy institut. 01.11. 82 g. Byul. # 39.
11. Pnevmoressora zheleznodorozhnogo ekipazha. Patent R. F. # 2032554, kl. B60G11/26, F16F9/02, zayavl. 08.06.1992 opubl. 10.04.1995, avtoryi Emelyanov Yu.V.; Melihov A.N.; Knyazeva I.A.
12. Masliev V., Makarenko J., Masliev A. Studi of an air spring with improved damping of vibration ECOTECHMOD. AN INTERNATIONAL QUARTERLY JOURNAL – 2015.
13. Pnevmaticheskaya podveska. Patent Ukrainy na poleznuyu model' № 113641, MPK B 60 G 11/26 (2006.01), F 16 F 9/02 (2006.01). Zayavl. 11.07.16 g., Opubl. 10. 02. 17g. Bul.№ 3.

Маслиев В.Г., Дущенко В.В., Маслиев А.О. Пневматические ресоры на транспортных средствах

Предложена и исследована пневматическая подвеска с повышенным демпфированием колебаний транспортного средства. Подвеска создана с использованием пневматической ресоры, которая содержит верхнее и нижнее днища в виде дисков, гибкую баллонную оболочку, дроссель и дополнительный резервуар, а диаметры верхнего и нижнего днищ выполнено равными наружному диаметру гибкой баллонной оболочки при ее полном сжатии. Это существенно увеличивает массу сжатого воздуха, который перетекает из пневморесоры через дроссель в дополнительный резервуар, где он охлаждается, то есть рассеивает энергию колебаний в окружающую среду через его стенки, и поступает обратно в пневморесору уже охлажденным в том же количестве по массе, но с уменьшенным объемом, что вызовет соответствующее уменьшение амплитуд колебаний на ходах отбоя, то есть улучшит демпфирование.

Ключевые слова: транспортное средство, пневматическая ресора, демпфирование, колебания.

Masliyev V. Dushenko V. Masliyev A. Pneumatic springs on vehicles.

Proposed and studied air suspension with high damping vibrations of the vehicle. The suspension created using pneumatic springs, which includes upper and lower bottoms in the form of discs, flexible balloon shell and the throttle additional tank diameters and upper and lower bottoms made equal to the outer diameter of the flexible balloon membrane at its full compression. This significantly increases the mass of the compressed air that flows from Pneumatic via choke in the extra tank, where it cools, that dissipates the energy of vibrations in the environment through its wall, and coming in the opposite direction to the Pneumatic already cooled in the same amount by weight, but with reduced volume, causing a corresponding decrease in the amplitude moves to rebound, that improves damping.

Keywords: vehicle air springs, damping, oscillation.

Маслієв В.Г. – д.т.н., проф., професор кафедри електричного транспорту та тепловозобудування НТУ «ХПІ».

Дущенко В.В. – д.т.н., проф., професор кафедри інформаційних технологій і систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова НТУ «ХПІ».

Маслієв А.О. – аспірант НТУ «ХПІ».

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 15.03.2017

УДК 656.211

ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ ТА ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ НАДІЙНОСТІ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Мацюк В.І., Горбатюк В.О., Горецький О.А.

RESEARCH OF TECHNOLOGICAL RELIABILITY OF A RAILWAY PASSENGER TRANSPORTATION

Matsiuk V., Gorbatyuk V., Goretskyi O.

В статті представлено результати дослідження етапів формування наукової думки про надійність транспортних систем та технологічну надійність пасажирських залізничних станцій. Доведена доцільність зміни типових методів нормування технологічних операцій пасажирських станцій. Обґрунтована необхідність розробки методів оцінки технологічної надійності залізничних пасажирських станцій.

Ключові слова: транспортні системи, залізничний транспорт, залізнична станція, технологія, надійність, надійність транспортних систем, технологічна надійність.

Вступ та актуальність проблеми. З історії розвитку транспорту відомо, що будь-який транспорт розвивався у напрямку зменшення собівартості перевезень, підвищення швидкості доставки, безпеки та пунктуальності. В період економічних перетворень ще більше стає актуальним потреба населення у перевезеннях, тому, як правило, рухливість населення збільшується. Збільшення мобільності працездатної частини суспільства призводить до зростання економічної активності регіонів, що, як правило, дає позитивний ефект для держави у довгостроковій перспективі.

Актуальним питанням також залишається поступове підвищення швидкості руху пасажирських поїздів, так як під час перевезення кошти (та інші економічні ресурси) пасажирів являють собою «заморожені активи» для економіки. Зазначене питання вважається достатньо актуальним для країн з розвинутою економікою.

На даний час у сфері транспортного обслуговування залізничним транспортом України реалізована програма швидкісного (до 140 км/год.) руху.

Одним з принципів транспортного обслуговування є доставка «від дверей до дверей», тому крім питання підвищення швидкості на конкретному транспортному маршруті, для скорочення часу подорожі пасажирів важливим фактором є узгодження графіків прибуття та відправлення в пересадочних

вузлах. Для зменшення очікування пасажирів в пересадочних вузлах забезпечується підв'язка між маршрутами залізничного, автомобільного та міського транспорту з необхідними інтервалами пересадки з одного виду транспорту на інший. Відповідно до положень [1], витрати часу на здійснення пересадок у транспортно-пересадочних вузлах не повинні перевищувати 10 хвилин, з урахуванням часу на очікування. Однак на практиці зазначені часові обмеження призводять до запізнення пасажирів (під час пересадки) при затримці їх прибуття у пересадочний пункт хоча б на 5 хвилин. Зазначена проблематика виводить на передній план питання пунктуальності та є досить актуальною для багатьох національних транспортних систем.

Мета роботи. Дослідження етапів формування теоретичної науки про технологічну надійність системи організації пасажирських перевезень.

Для реалізації поставленої мети планується вирішення наступних задач:

- дослідити понятійний апарат технологічної надійності на транспорті;
- вивчити основні етапи формування теорії та практики про технологічну надійність залізничних станцій, зокрема великих пасажирських;
- обґрунтувати напрямки вдосконалення технологічних процесів пасажирських залізничних станцій з метою підвищення їх надійності.

Результати досліджень. У кінці 80-х на початку 90-х років минулого століття в США дослідження транспортних систем було винесено на національний рівень. В цей період такими вченими як Д. Бенсон, Дж. Уайтхед, Дональд Дрю та деякими іншими було висловлено думку, що дослідження транспорту необхідно виконувати за допомогою принципів загальної теорії систем. Звернувшись до джерел радянської наукової школи помітно, що залізничний транспорт розглядався як система з достатньо ранніх етапів (40 – 50-х рр. XX ст.) свого розвитку [2].

У 70-х та в середині 80-х роках минулого сторіччя було сформовано поняття «транспортна система» та формалізовані критерії ефективності транспортних систем. В цей період С. М. Резер [3] обґрунтовує необхідність створення єдиних технологічних процесів для транспортних систем. Одночасно з цим в своїх роботах О. М. Васильєвої [4] доводить доцільність системного підходу при аналізі прямих та зворотних, внутрішніх та зовнішніх зв'язків між елементами транспортних систем, а П. С. Грунтов [5] вивчаючи експлуатаційну роботу залізничного транспорту вводить поняття надійності залізничних транспортних систем.

Понятійний апарат надійності транспортних систем формувався протягом значного періоду часу. Звернувшись до літератури, одразу зрозуміло, що під «надійністю техніки» розуміють надійність технічних засобів. Наприклад, в ДСТУ 2860-94 Надійність техніки. Терміни та визначення [6] термін «надійність» визначають як «властивість об'єкта зберігати у часі в установлених межах значення всіх параметрів, які характеризують здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах та умовах застосування, технічного обслуговування, зберігання та транспортування». Разом з надійністю також даються визначення поняття «відмова» та її різновидів, однак вони, у своїй більшості, стосуються технічної складової надійності.

З аналізу літератури помітно, що така ситуація має витоки з часів СРСР, про що писав П.С. Грунтов [5]. В цій же роботі вказується на наявність в структурі транспорту не лише технічних складових, а й таких як системи управління та технологічні процеси, основані на взаємопов'язаних технологічних операціях.

Звернувшись до новіших джерел (наприклад [7, 8]) одразу помітна схожа тенденція розгляду надійності та відмовостійкості через призму надійності техніки. Однак в роботі О.М. Тимухіної [7] більше уваги приділяється функціональній надійності та вказується на такі основні джерела збоїв як відмови технічних засобів, помилки операторів системи (людський фактор), функціональні відмови з інших причин.

Вплив людського фактору достатньо повно досліджений, зокрема в роботах Fabio De Felice, Antonella Petrillo [9], Erika Sujova, Helena Čierna, Michał Molenda [10]. Більшість робіт цих дослідників спрямовані на зменшення участі людини в системі прийняття рішень та не є метою даного дослідження.

Деякі автори [12, 13] розглядають надійність залізничної транспортної системи через забезпечення виконання плану перевезень шляхом оперативного перенаправлення транспортних потоків на мережі. Проте ці дослідження, в більшості своїх випадків, стосуються вантажних перевезень та використання їх для пасажирського руху, на нашу думку, є не доцільним, оскільки маршрут слідування пасажирських поїздів є незмінним.

Таблиця

Зміст поняття «надійність» в нормативній документації та науковій літературі

| Автор | Визначення поняття |
|--|--|
| П.С. Грунтов «Эксплуатационная надежность станций», 1986. | «Это свойство системы или любого промышленного изделия сохранять свои функции и характеристики работы в определенных условиях эксплуатации» [5]. |
| И.А. Рябинин «Надежность и безопасность структурно-сложных систем», 2000. | «Это способность системы сохранять свойства, необходимые для выполнения заданного назначения, при нормальных (повседневных) условиях ее эксплуатации в течение требуемого промежутка времени» [11]. |
| ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення | «Властивість об'єкта зберігати у часі в установлених межах значення всіх параметрів, які характеризують здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах та умовах застосування, технічного обслуговування, зберігання та транспортування» [6]. |

У своїй монографії Birre Nyström [14] розглядає питання пунктуальності на залізницях Швеції та Нідерландів. Особливу увагу дослідник приділяє причинам затримок, та досліджує вплив строків експлуатації технічних пристроїв інфраструктури і порядок їх обслуговування на точність виконання графіку руху поїздів.

В своїх роботах Bussieck M.R., Winter T., Zimmermann U.T. [15] та Melody Khadem Sameni, John Preston, Mona Khadem Sameni [16], Peter J. Zwanveld, Leo G. Kroon, Stan P.M. van Hoesel [17] звертають увагу на те, що великі залізничні станції, являючись елементами залізничної мережі, самі мають складну та багатоелементну внутрішню структуру. В роботах цих авторів обґрунтовується необхідність: аналізу внутрішньостанційного транспортного потоку, розглядаються проблеми маршрутизації на самій станції та забезпечення безпеки руху і виконання графіку з ув'язкою до внутрішніх процесів станції. В роботі [17] автори вказують на те, що були розроблені доповнення до системи автоматичної побудови графіка руху поїздів, однак вони не повністю вирішують проблему маршрутизації в межах станції.

Пасажирські станції великих мегаполісів являють собою складні та великі залізничні транспортні системи. Більшість технологічних процесів цих систем мають імовірнісну природу, що вносить хаотичність та складно-прогнозованість в роботу пасажирських комплексів. В наслідок цієї проблеми імовірність відмови в прийманні поїздів та вчасному відправленні із приймально-відправних колій пасажирських станцій може перевищувати прийняті для транспортних систем 0,05. [18].

Надійність роботи залізничних (у тому числі пасажирських) станцій, як частинного випадку системи масового обслуговування, характеризується кількістю відмов [5]. Крім того складність та розмір залізничних транспортних систем може привести до

формування сталих закономірностей виникнення експлуатаційних відмов. Так як описані відмови мають технологічну природу, то їх слід визначати як *технологічні* [19].

В залежності від етапу виникнення технологічної відмови можна розділити наступним чином:

- при прийомі поїздів на станцію;
- під час знаходження поїзда на приймально-відправних коліях перед прибиранням на колії пункту обороту та формування;
- в період обслуговування на технічній (пасажирській) станції;
- під час виконання маневрових операцій;
- в період подачі на приймально-відправні колії на посадку;
- під час відправлення зі станції.

Технологічна надійність в роботі залізничних станцій в своїй структурі є добутком надійності елементарних технологічних операцій (1), тому доцільно розглядати технологічну надійність через організацію технологічного процесу.

$$\xi_n = \prod_{i=1}^l \xi_{ni}, \quad (1)$$

де ξ_{ni} – технологічна надійність i -го технологічного елемента множини I .

Вирішення вищеописаної проблеми ускладнюється тим, що на сьогоднішній день технологічна надійність залізничних транспортних систем не достатньо повно досліджена. У більшості дана задача розглядається як розділ експлуатаційного процесу технічних (сортувальних та дільничних) залізничних станцій із відповідним нормуванням технологічних параметрів: кількості приймально-відправних колій, тривалості технологічних операцій тощо [20].

На пасажирських та пасажирських технічних станціях, як і на сортувальних та дільничних, виконуються численні технологічні операції та створюються і гасяться транспортні потоки, тому надійність роботи пасажирської станції відіграє важливу роль в забезпеченні стабільної роботи залізничного вузла та мережі в цілому.

Такі транспортні системи як пасажирські та пасажирські технічні станції мають сильний функціональний, структурний та технологічний зв'язок як між собою, так і з іншими суміжними підрозділами. Через таку кількість зв'язків та чинників впливу майже неможливо прорахувати систему.

Крім того, наявні на сьогодні методи оцінки, аналізу та прогнозування процесу роботи пасажирських станцій дещо застарілі та в кращому випадку реалізовані через MS Excel та графічне зображення на папері певних технологічних операцій. Для розрахунку тривалості технологічних операцій застосовуються нормативи, призначені для розрахунку тривалості операцій з вагонами та локомотивами вантажного парку при дуже значній різниці в конструкції та при наявності особливостей, притаманних тільки роботі з пасажирським рухомим складом.

Використання різних типів рухомого складу та локомотивів різних серій також вносять свої корективи в тривалість тих чи інших технологічних операцій. Наприклад, при використанні електрорухомого складу для зміни напрямку руху необхідно близько 15 хв., а при використанні звичайних пасажирських вагонів з тяговим локомотивом на зміну напрямку руху необхідно більше 30 хв., так як збільшується кількість елементарних технологічних операцій.

Висновки. Більшість дослідників розглядають надійність функціонування залізничного транспорту як надійність використання технічного устаткування – інфраструктури та транспортних засобів. Технологічна надійність, у більшості, розглядається як пунктуальність (точність) виконання графіка руху поїздів.

В минулому порушення графіку руху поїздів в основному виникали по причині виходу з ладу технічних засобів, тому, зазвичай, забезпечення пунктуальності розглядають через забезпечення надійності технічних засобів. На сьогоднішній день, завдяки розвитку матеріалів, використанню дублюючих систем та заміні аналогових пристроїв на цифрові вплив відмов технічних засобів поступився своїм місцем.

Визначення тривалості технологічних операцій та інших параметрів пасажирських станцій здійснюється аналогічно нормам технічних (сортувальних та дільничних) станцій, що не є логічним, адже пасажирський рухомий склад має свої технічні відмінності, а загальний час обробки пасажирських поїздів на коліях приймально-відправних парків відрізняється від аналогічних для вантажних поїздів.

Використання прийнятих на залізничному транспорті графічних і аналітичних методів розрахунку та планування технології роботи залізничної станції загалом, та пасажирської, як окремого випадку, не дозволяють в повному обсязі оцінити можливості горловин на паралельність маршрутів та їх (маршрутів) варіативність, що в комплексі з імовірнісною природою параметрів призводить до серйозних відхилень фактичного стану системи від прогнозованого.

Л і т е р а т у р а

1. ДБН Б.1.1-Х:201Х. Планування і забудова територій (проект 2 редакції) Київ Мінрегіон, 2016
2. Марінцева К.В. Наукові основи та методи забезпечення ефективного функціонування авіатransпортних систем. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук К.: – 2015.
3. Резер С.М. Управление транспортным комплексом // М.: Наука, 1988 – 328 с.
4. Васильева Е. М. и др.; под ред. В. Н. Лившица. Оптимизация планирования и управления транспортными системами //– М.: Транспорт, 1987. – 208 с.
5. Грунтов П.С. Эксплуатационная надежность станций // М.: Транспорт, 1986 – 247 с.
6. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення // [Електронний ресурс] – Режим доступу:

- http://www.dnaop.com/html/2273/doc-%D0%94%D0%A1%D0%A2%D0%A3_2860-94.
- Тимухина Е.Н. Повышение безопасности функционирования и надежности транспортных объектов при технологических сбоях. Монография // Издательство УрГУПС, Екатеринбург, 2014 – 112 с.
 - Ушаков И.А. Курс теории надежности систем. Учебное пособие. – М.: Дрофа, 2008. – 239 с.
 - Fabio De Felice, Antonella Petrillo. Methodological Approach for Performing Human Reliability and Error Analysis in Railway Transportation System. University of Cassino. Fabio De Felice et al. / International Journal of Engineering and Technology Vol.3 (5), 2011, 341 - 353
 - Erika Sujova, Helena Čierna, Michal Molenda. EVALUATION OF HUMAN RELIABILITY IN SELECTED ACTIVITIES IN THE RAILWAY INDUSTRY. Management Systems. 2016, No 3 (23), pp 191 - 197
 - И.А. Рябинин. Надежность и безопасность структурно-сложных систем. СПб.: Политехника, 2000 – 248 с.
 - Wei-Hsun Lee, Li-Hsien Yen; Chien-Ming Chou. A delay root cause discovery and timetable adjustment model for enhancing the punctuality of railway services // Transportation Research Part C: Emerging Technologies 73 (2016) 49-64.
 - M.J.C.M. VROMANS. Reliability of Railway Systems // Proefschrift ter verkrijging van de graad van doctor. Erasmus Universiteit Rotterdam – 2005.
 - Birre Nyström. Punctuality and Railway Maintenance. Luleå University of Technology. Sweden – 2005.
 - Bussieck M.R., Winter T., Zimmermann U.T. Discrete optimization in public rail transport [Электронный ресурс]. // Math. Prog. – 1997. – V.79. – pp. 415 – 444. – Режим доступа: <http://www.gams.com/~bussieck/survey.pdf>
 - Melody Khadem Sameni, John Preston, Mona Khadem Sameni. Evaluating efficiency of passenger railway stations: A DEA approach // Research in Transportation Business & Management Volume 20, September 2016, pp 33 – 38
 - Peter J. Zwaneveld, Leo G. Kroon, Stan P.M. van Hoesel. Routing trains through a railway station based on a node packing model. European Journal of Operational Research 128(2001) 14 – 33
 - Е.В. Архангельский, М.М. Алаев, А.Н. Сухопяткин. Определение мощности путевого развития и времени нахождения вагонов на станциях: Учеб. пособие; МПС России. Рос. гос. открытый техн. ун-т путей сообщения М., 1999. 78 с.
 - Viacheslav Matsiuk. A study of the technological reliability of railways stations by an example of transit trains processing. <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/91074>
 - ЦД-0071 – Методичні рекомендації з розробки технологічного процесу роботи пасажирської станції, затверджені наказом Укрзалізниці від 22.06.2007 № 339-Ц
 - Оптимизация планирования и управления транспортными системами // Васильева Е. М. и др.; под ред. В.Н. Лывшытса. – М.: Транспорт, 1987. – 208 с.
 - Hruntov P.S. Èkspluatatsyonnaya nadezhnost' stantsyy // M.:Transport, 1986 – 247 s.
 - DSTU 2860-94. Reliability engineering. Terms and Definitions // [Elektronnyy resurs] – Rezhym dostupu: http://www.dnaop.com/html/2273/doc-%D0%94%D0%A1%D0%A2%D0%A3_2860-94.
 - Tymukhyna E.N. Increased safety and reliability of operation of transport objects for technological failures. The monograph // Publishing house UrHUPS, Ekaterynburh, 2014 – 112 s.
 - Ushakov Y.A. Course in the theory of system reliability. Tutorial. – М.: Дрофа, 2008. – 239 с.
 - Fabio De Felice, Antonella Petrillo. Methodological Approach for Performing Human Reliability and Error Analysis in Railway Transportation System. University of Cassino. Fabio De Felice et al. / International Journal of Engineering and Technology Vol.3 (5), 2011, 341-353
 - Erika Sujova, Helena Čierna, Michal Molenda. EVALUATION OF HUMAN RELIABILITY IN SELECTED ACTIVITIES IN THE RAILWAY INDUSTRY. Management Systems. 2016, No 3 (23), pp 191 – 197
 - Y.A. Ryabynyn. Reliability and security of structurally complex systems. SPb.: Polytekhnyka, 2000 – 248 s.
 - Wei-Hsun Lee, Li-Hsien Yen; Chien-Ming Chou. A delay root cause discovery and timetable adjustment model for enhancing the punctuality of railway services // Transportation Research Part C: Emerging Technologies 73 (2016) 49 - 64.
 - M.J.C.M. VROMANS. Reliability of Railway Systems // Proefschrift ter verkrijging van de graad van doctor. Erasmus Universiteit Rotterdam – 2005.
 - Birre Nyström. Punctuality and Railway Maintenance. Luleå University of Technology. Sweden – 2005
 - Bussieck M.R., Winter T., Zimmermann U.T. Discrete optimization in public rail transport [Elektronnyy resurs]. // Math. Prog. – 1997. – V.79. – pp. 415 – 444. – Rezhym dostupu: <http://www.gams.com/~bussieck/survey.pdf>
 - Melody Khadem Sameni, John Preston, Mona Khadem Sameni. Evaluating efficiency of passenger railway stations: A DEA approach // Research in Transportation Business & Management Volume 20, September 2016, Pages 33 – 38
 - Peter J. Zwaneveld, Leo G. Kroon, Stan P.M. van Hoesel. Routing trains through a railway station based on a node packing model. European Journal of Operational Research 128(2001) 14 – 33
 - Е.В. Архангельский, М. М. Алаев, А. Н. Сухопяткин. Определение мощности путевого развития и времени нахождения вагонов на станциях: Учеб. пособие; МПС России. Рос. гос. открытый техн. ун-т путей сообщения М., 1999. 78 с.
 - Viacheslav Matsiuk. A study of the technological reliability of railways stations by an example of transit trains processing. <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/91074>
 - TSD-0071 – Guidelines for the development of technological process of the passenger station, Approved by order of 22.06.2007 UZ number 339-C

References

- DBN B.1.1-X:201X. State Building Norms UKRAINE. Territory Planning and Building (Draft 2 version)/ Kyiv Minregion, 2016
- Marintseva K.V. Scientific principles and methods for effective functioning air transport system. Dissertation for the degree of Doctor of Science K.: – 2015
- Rezer S.M. Upravlenye transportnym kompleksom // M.: Nauka, 1988 – 328 pp.

Мацюк В.И., Горбатюк В.А., Горецкий А.А. Исследование состояния и тенденций развития технологической надежности пассажирских перевозок

В статье представлены результаты исследования этапов формирования научной мысли о надёжности транспортных систем и технологической надёжности пассажирских железнодорожных станций. Доказана целесообразность изменения типовых методов нормирования технологических операций пассажирских станций. Обоснована необходимость разработки методов оценки технологической надёжности железнодорожных пассажирских станций.

Ключевые слова: транспортные системы, железнодорожный транспорт, железнодорожная станция, технология, надёжность, надёжность транспортных систем, технологическая надёжность, имитационное моделирование.

Matsiuk V., Gorbatyuk V., Goretskyi O. Research of technological reliability of a railway passenger transportation.

The results of the research stages of forming scientific opinion on the reliability of transport systems and technological reliability of passenger rail stations have presented in the article. The expediency of the default valuation methods of technological operations of passenger stations has been proved. The necessity of developing methods for assessing the technological reliability of passenger rail stations has been substantiated.

Keywords: transport systems, railway transport, railway station, technology, reliability, reliability of transport systems, technological reliability, simulation modeling.

Мацюк В.І. – к.т.н., доцент кафедри «Управління процесами перевезень» Державного економіко-технологічного університету транспорту, e-mail: vmatsiuk@ukr.net

Горецький О.А. – к.і.н., доцент кафедри «Управління процесами перевезень» Державного економіко-технологічного університету транспорту, e-mail: goriy@ukr.net

Горбатюк В.О. – аспірант Державного економіко-технологічного університету транспорту, e-mail: vladimir.a.gorbatyuk@gmail.com

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 15.03.2017

УДК:656.09:519.832.3

РАЗРЕШЕНИЕ КОНФЛИКТА И ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МЕЖДУ СУДОВЛАДЕЛЬЦЕМ И МЕНЕДЖЕРСКОЙ КОМПАНИЕЙ

Мелешенко Е.С.

CONFLICT SETTLEMENT AND ENSURING OF STABLE INTERACTION BETWEEN THE SHIP-OWNER AND MANAGER COMPANY

Meleshenko Ye.

В работе разрешение конфликтного взаимодействия между судовладельцем и менеджерской компанией предлагается осуществлять с применением методологического аппарата «теории игр». Представлено несколько способов решения игры, игроками которой выступают судовладелец и менеджер. Интерпретация результатов решения позволила идентифицировать сложившееся взаимоотношение сторон договора судового менеджмента и дать рекомендации по обеспечению их эффективного и устойчивого взаимодействия на рынке.

Ключевые слова: менеджер, судовладелец, игра, равновесие по Нэшу, Парето-оптимум.

Введение. С конца прошлого века широкое распространение получила практика передачи судов в менеджмент (ship management) специализированным компаниям [1]. При этом судовладелец, независимо от того является он собственником судна или не является таковым, делегирует выполнение важных функций более компетентным менеджерским компаниям (managing company) [2, 3]. В этом случае между судовладельцем и менеджерской компанией (далее менеджером (manager)) заключается договор судового менеджмента, в котором специфицируются функции последней. Например, в сфере морского бизнеса менеджерские компании часто предоставляют услуги по коммерческому менеджменту (commercial management), который, в свою очередь, подразделяется на оперативный [2] (или операционный [4]), финансовый и фрахтовый (последний выделен в самостоятельную часть судового менеджмента).

Постановка проблемы. Наиболее распространенной и универсальной проформой договора судового менеджмента является стандартное соглашение, разработанное и опубликованное Балтийским и Международным морским советом (БИМКО) в 1998 году – «SHIPMAN 98» [5].

Некоторые формулировки в данной проформе свидетельствуют о наличии неverified переменных, что позволяет отнести соответствующий договор к неполным контрактам. В то же время, наличие неverified переменных является причиной того, что судовладелец и менеджер, хоть и неявно, становятся участниками типичной для теории контрактов конфликтной ситуации «принципал-агент» [6] по договору судового менеджмента. Вместе с тем асимметричная информация на рынке [7] усугубляет конфликт между судовладельцем и менеджером, вызванный соблазном сторон использовать информацию исключительно в своих целях в противоречие целям противоположной стороны.

Конфликт между менеджером и судовладельцем, в свою очередь, достигая определенных масштабов, является флуктуацией, способствующей нарушению равновесия в системе взаимодействия соответствующих субъектов морских правоотношений [8]. Во избежание последнего и обеспечения устойчивого взаимодействия участников соглашения необходимо выработать соответствующие решения по выбору стратегии каждой из сторон при возможных вариантах стратегий противоположной стороны. Это, в свою очередь, можно реализовать посредством методологического аппарата теории игр, в контексте которого судовладелец и менеджер выступают игроками.

Решение игры для типичных судовладельца и менеджера, функционирующих на рынке, а также для отдельных их представителей, способствует идентификации сложившихся взаимоотношений и реализации стратегий, обеспечивающих их устойчивость и эффективность.

Анализ последних исследований и публикаций. В результате исследования был изучен и проанализирован ряд источников, посвященных теме исследования:

– в исследовании [3] раскрывается понятие «управление судном», проводится сравнительный анализ понятий «управление работой судна (флота)» и «судовой менеджмент» в контексте профессиональной сферы морского бизнеса;

– в учебниках [6, 7, 9] рассматриваются подходы к анализу контрактов в рамках новой институциональной экономической теории, освещаются проблемы неблагоприятного отбора, морального риска, дается формальный анализ феномена рыночных сигналов, приводятся классические примеры проявлений таких сигналов в реальных взаимодействиях;

– в изданиях [10, 11] раскрываются определения «асимметричной информации» и «институциональной ловушки», формулируется проблема «принципал-агент» и приводятся способы ее решения;

– в источнике [12] излагаются основы современной теории игр;

– в работах [13-16] решение проблем, связанных с организацией и управлением на морском транспорте, осуществляется с использованием методологического аппарата теории игр. Так в статье [13] предлагаются модели учета финансовых интересов судовладельца и фрахтователя в процессе ведения переговоров по заключению сделки на фрахтование судна на рейсовых условиях. В монографии [14] задача формирования графика работы флота на основе информации "декадного" уровня решается на основе модели и методов теорий бескоалиционных игр и оптимального управления. В работе [15] теория игр представляется как один из методов ценообразования на услуги контейнерных перевозок. В источнике [16] предлагается использование теоретико-игровой модели для описания навигационных ситуаций, что позволяет адекватно представить динамику процессов расхождения судов и обеспечивает возможность поддержки принятия решений по управлению судном в режиме реального времени.

Цель статьи. Целью исследования является обеспечение устойчивого и эффективного взаимодействия судовладельца с менеджером судна путем применения теоретико-игрового подхода для разрешения конфликта по договору о судовом менеджменте.

Результаты исследования. Как уже указывалось, одним из способов разрешения конфликта между судовладельцем и менеджерской компанией является решение игры, участниками (игроками) которой выступают стороны договора о судовом менеджменте.

Для решения игры, сведем распределение выигрышей судовладельца и менеджера в одну таблицу (табл. 1).

Теория игр не раскрывает дефиниции «решение игры», однако предлагает множество самих способов решения, среди основных – доминирующие стратегии, исключение доминированных стратегий, осторожные (максиминные) стратегии, равновесие Нэша.

Таблица 1

Распределение выигрышей в игре «судовладелец-менеджер судна»

| | | СТРАТЕГИЯ МЕНЕДЖЕРА СУДНА | | |
|------------------------|--------------------------------------|---------------------------|-----------------------------|--------------------------------------|
| | | Золотое правило (ЗП) | Стандарт равных усилий (РУ) | Опportunистическое поведение (ОП) ОС |
| СТРАТЕГИЯ СУДОВАДЕЛЬЦА | Золотое правило (ЗП) | 3 ПО | 2 | 1 |
| | Стандарт равных усилий (РУ) | -1 ПО | 1 | 3 |
| | Опportunистическое поведение (ОП) ОС | -2 | -3 | 2 РНЭШ |
| | | 3 | 2 | 1 |

Доминирующие стратегии. Доминирующей называют стратегию, которая приносит игроку результаты не хуже, чем любая другая стратегия вне зависимости от стратегии, выбранной другим игроком. Считается, что при наличии доминирующей стратегии игроку рекомендуется использовать именно такую. Однако в рассматриваемой игре «судовладелец-менеджер судна» ни у одного игрока нет доминирующей стратегии, поэтому такой способ решения игры не применим к данной игре. Стоит отметить, что наличие доминирующих стратегий – весьма редкий случай, особенно если такие стратегии имеются у обоих игроков.

Исключение доминированных стратегий. Доминированной называют стратегию, которая приносит игроку результаты не лучше, чем любая другая стратегия вне зависимости от стратегии, выбранной другим игроком. Последовательное исключение доминируемых стратегий — часто используемая технология решения или упрощения некооперативных игр. Она основана на предположении о том, что в процессе игры стороны не будут использовать доминируемые стратегии, в связи с чем их можно не рассматривать при дальнейшем решении. В рассматриваемой игре ни у одного игрока нет однозначно «слабой», то есть доминированной стратегии. В связи с этим такой способ решения игры не применим к рассматриваемой игре.

Осторожные (максиминные) стратегии (ОС). Предполагается, что сторонам соглашения совершенно неизвестно вероятностное распределение выбора стратегии противоположной стороной. Другими словами стороны не ознакомлены с предпочтениями друг друга (в том числе из-за асимметричности информации на рынке). Поэтому, в связи с тем, что игроки не могут сделать предсказаний о стратегии второй стороны, они должны ориентироваться на самый плохой для себя исход. Руководствуясь этим, игрок должен выбрать стратегию с

наибольшим гарантированным выигрышем (наименьшим проигрышем).

Поскольку для судовладельца соблюдается условие (1):

$$\begin{aligned} \max(\min(3,-1,-2); \min(4,2,-3); \min(2,3,1)) = \\ = \max(-2,-3,1) = 1 \end{aligned} \quad (1)$$

и «1» является гарантированным результатом именно при стратегии ОП, то осторожной стратегией для судовладельца является стратегия ОП.

Для менеджера осторожной стратегией также является стратегия ОП, поскольку (2):

$$\begin{aligned} \max(\min(3,-1,-2); \min(2,1,-3); \min(1,3,2)) = \\ = \max(-2,-3,1) = 1 \end{aligned} \quad (2)$$

а гарантированный результат равный «1» соответствует выигрышу от реализации менеджером стратегии ОП.

В этом случае, если судовладелец принял решение о реализации стратегии ОП, и менеджер – о стратегии ОП, то можно говорить о том, что стороны соглашения находятся в равновесии в осторожных стратегиях. Заметим, что выигрыш менеджера в таком равновесии превосходит его пессимистическое ожидание в размере «1», его выигрыш положительный составляет «2».

Равновесие по Нэшу (Р-НЭШ). Равновесием по Нэшу является такое состояние, при котором ни один из игроков не может улучшить свое положение в одностороннем порядке. Рассматриваемая игра имеет равновесие по Нэшу в чистых стратегиях с выигрышем игроков «1,2», поскольку для судовладельца соблюдается условие (3) и для менеджера условие (4):

$$\begin{aligned} \min(\max(3,4,2); \max(-1,2,3); \max(-2,-3,1)) = \\ = \min(4,3,1) = 1 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \min(\max(3,2,1); \max(-1,1,3); \max(-2,-3,2)) = \\ = \min(3,3,2) = 2 \end{aligned} \quad (4)$$

причем значения 1 (выигрыш судовладельца) и 2 (выигрыш менеджера) расположены в одной ячейке (на одной строке и в одном столбце) матрицы выигрышей игроков. Таким образом, равновесие по Нэшу достигается при реализации стратегии ОП судовладельца и стратегии ОП менеджера, и такое взаимодействие между сторонами – устойчивое.

Для полноты решения рассмотрим понятие ситуаций оптимальных по Парето, и определим такие для рассматриваемой игры.

Парето-оптимумы (ПО). Оптимальность по Парето – это наличие такой ситуации при которой за счет изменения стратегии нельзя увеличить выигрыш хотя бы одного игрока так, чтоб при этом не уменьшить выигрыши других игроков. Устойчивый

Парето-оптимум достигается при равновесии и означает, что ни одной из сторон не выгодно от него отклониться. В рассматриваемой задаче два неустойчивых Парето-оптимума, которым соответствует сочетание стратегии менеджера ЗП со стратегиями судовладельца ЗП и РУ.

Интерпретация игры «судовладелец-менеджер судна». Из решения игры следует, что существует равновесие по Нэшу в чистых стратегиях, которое совпадает с равновесием в осторожных стратегиях. Такой ситуации соответствует сочетание стратегии ОП судовладельца и стратегии ОП менеджера. То есть, выбирая одновременно осторожные для себя стратегии, игроки максимизируют свой гарантированный выигрыш (минимизируют проигрыш) и при этом оказываются в ситуации, когда изменение стратегии любым из игроков в одностороннем порядке не улучшает его результат. То есть, исходя их теории некооперативных игр, такое поведение рационально как при наличии информации о распределении выигрышей противоположной стороны, так и при ее отсутствии. Если информация о выигрышах «соперника» не известна, то рациональным выбором каждого игрока будет стратегия поведения приносящая меньшие потери по сравнению с другими возможными потерями. А при наличии такой информации каждый игрок предполагает, что второй игрок может использовать свою «осторожную» стратегию, и тогда ему (первому игроку) выгоднее использовать также свою «осторожную стратегию». Такое понимание и предположение приводит к тому, что и судовладелец, и менеджер используют свои «осторожные» и при этом недобросовестные стратегии поведения (ОП), и оказываются в состоянии равновесия. При этом обе стороны соглашения о судовом менеджменте получают положительный выигрыш, и никто не жалеет о принятой стратегии, поскольку любая другая стратегия принесла бы худший результат при прочих неизменных обстоятельствах. Таким образом, состояние судовладельца и менеджера, соответствующее выигрышу «1,2» считается устойчивым равновесием.

Однако, не смотря на устойчивость равновесия по Нэшу, такое равновесие не является Парето-эффективным, то есть существуют сочетания стратегий, выигрыш по которым лучше для обоих игроков. Таким образом, неэффективное, но устойчивое равновесие, установленное при сочетании недобросовестных стратегий судовладельца и менеджера свидетельствует о наличии институциональной ловушки (в англ. языке используется понятие lock-in effect – эффект блокировки). Институциональная ловушка являет собой неэффективную устойчивую норму (неэффективный институт), имеющую самоподдерживающийся характер [11]. Кроме того, рассматриваемая ситуация связана, в первую очередь, с отрицательными экстерналиями (с англ. externalities). То есть, сделка между судовладельцем и менеджером, сопровождаемая недобросовестным поведением с обеих сторон наносит ущерб лицам, не

имеющим отношения к рыночной сделке. В рассматриваемом случае к таким лицам относятся грузовладельцы и/или пассажиры, фрахтователи и/или покупатели судов, переданных в менеджмент в соответствии с договором о судовом менеджменте. Экстерналия отражается в неблагоприятной ситуации на рынке морских перевозок, когда клиентам может предлагаться некачественная услуга.

В связи с тем, что в настоящее время судовладельцы и менеджеры функционируют в условиях жесткой конкуренции, равновесие по Нэшу в рассматриваемой игре – устойчиво только в краткосрочном периоде. Так, со временем негативный результат от недобросовестного выполнения договора судового менеджмента будет очевиден. Любой из сторон будет выгодно расторгнуть договор после того как недобросовестный «тип» противоположной стороны будет раскрыт, поскольку при добросовестных стратегиях второй стороны, выигрыш первой будет больше. В результате в долгосрочной перспективе недобросовестные судовладельцы, также как и менеджеры-«обманщики», будут внесены в «черный список», их «тип» будет известен, а период восстановления репутации – долгим (вплоть до перерегистрации фирм под другим названием). Другими словами, в долгосрочной перспективе будет исключен неблагоприятный отбор. В связи с этим, в долгосрочной перспективе стратегию оппортунистического поведения (ОП) в представленной игре необходимо исключить для обеих сторон.

Для исключения недобросовестного поведения в кратчайшие сроки, целесообразным является членство в соответствующих ассоциациях (в виде добровольных объединений), например, «Международная Ассоциация судовладельцев Черноморского региона (БИНСА)» для судовладельца и «Международная Ассоциация судовых менеджеров (ИСМА)» для менеджеров. Такие ассоциации, являясь независимыми институтами, путем выполнения операции скрининга (от англ. screening — отбор, сортировка), будут «открывать» стратегии поведения сторон соглашения еще до подписания договора о судовом менеджменте, препятствуя, таким образом, их недобросовестному поведению.

После «вытеснения» недобросовестных судовладельцев и менеджеров с рынка (до подписания контракта либо по результатам выполнения соглашения о менеджменте судна) распределение выигрышей будет иметь вид (табл. 2).

В рассматриваемой игре все стратегии – добросовестные, однако дают различные результаты для игроков. Как и ранее предполагаем, что действия игроков не координируются и решаемая игра – некооперативная.

Доминирующей стратегией для судовладельца является стратегия стандарта равных усилий (РУ). Действительно, судовладельцу весьма выгодно работать добросовестно и при этом не прилагать дополнительных усилий. В лучшем случае он получает прибыль больше, чем ожидаемую, новых клиен-

тов, дополнительный спрос на его услуги, увеличивает престиж компании в целом, укрепляются позиции на рынке. В худшем случае судовладелец получает прибыль в пределах ожидаемой (плановой) и не более того. Эта же стратегия является «осторожной стратегией» судовладельца.

Таблица 2
Распределение выигрышей в игре «судовладелец – менеджер судна» при добросовестных стратегиях

| | | СТРАТЕГИЯ МЕНЕДЖЕРА СУДНА | |
|------------------------|------------------------------------|---------------------------|--------------------------------|
| | | Золотое правило (ЗП) | Стандарт равных усилий (РУ) ОС |
| СТРАТЕГИЯ СУДОВАДЕЛЬЦА | Золотое правило (ЗП) | 3 ПО | 2 |
| | Стандарт равных усилий (РУ) ДС, ОС | -1 ПО | 1 Р-НЭШ |
| | | 3 4 | -1 2 |

Для менеджера в данной игре доминирующей стратегии нет, однако есть «осторожная стратегия», которой является стратегия равных усилий (РУ). Менеджеру выгодно работать без всяких усилий, если он не знает наверняка, будут ли вознаграждены его усилия.

Игра имеет единственное равновесие Нэша в чистых стратегиях, оно же является равновесием в осторожных стратегиях. Равновесию соответствует сочетание стратегии РУ для судовладельца и сочетание стратегии РУ для менеджера. Равновесие устойчиво, поскольку ни одной стороне не выгодно применять стратегию золотого правила (ЗП), если вторая сторона работает по стандарту равных усилий (РУ). Однако при этом равновесие Нэша не является эффективным по Парето. Это связано с тем, что, работая без особых усилий, менеджер рискует превратить суда судовладельца в неконкурентоспособные на рынке морских перевозок. А судовладелец, в свою очередь, придерживаясь стратегии РУ не способствует лучшей работе менеджера, а, следовательно, и укреплению позиций на рынке.

Вместе с тем, оказавшись в наиболее эффективном положении (взаимодействие стратегий ЗП для судовладельца и ЗП для менеджера) каждой из сторон выгодно изменить стратегию и улучшить свой результат (с «3» до «4»). Однако, в результате изменения стратегий стороны окажутся в устойчивом равновесии с выигрышем «2,1», которое, как указывалось, менее эффективно, чем Парето-оптимум с выигрышем «3,3», которому соответствует сочетание стратегий ЗП для судовладельца и ЗП для менеджера.

Таким образом, решение игры демонстрирует проблему кооперации между судовладельцем и менеджером, когда равновесие – единственно, но не

оптимально по Парето [13]. Для решения такой проблемы необходимо изменить систему выигрышей так, чтоб состояние, оптимальное по Парето, превратит в равновесное [13]. Это возможно за счет введения в игру одного или нескольких ограничений (правил), что на практике можно реализовать, например, путем прописания (уточнения) в договоре о судовом менеджменте (или в устной форме) дополнительных стимулов для работы менеджера по стратегии ЗП и системы поощрений за определенные результаты деятельности менеджера. Такими результатами могут быть, например, количество новых клиентов и полученная от предоставления им услуг прибыль; прибыли сверх ожидаемой (плановой) или сверх прибыли, полученной в предыдущем периоде; увеличение доли рынка; снижение издержек в результате рациональной экономии и т.д. При этом вознаграждение должно соответствовать затраченным усилиям менеджера на достижение лучших результатов, чем при стратегии РУ. Может также рассматриваться дальнейшая возможность долевого участия менеджера в капитале судовладельца для долгосрочного сотрудничества, создание коалиции. Это исключит возможность судовладельца оставить заслуги менеджера незамеченными.

Дополнения и уточнения в договоре судового менеджмента приведут к изменению системы выигрышей. Так, например, работать по стандарту равных усилий РУ для судовладельца станет менее выгодным, чем ранее, поскольку теперь он не сможет экономить на вознаграждениях. При этом менеджер, работающий по золотому правилу ЗП получает выгоду, поскольку однозначно будет вознагражден за усердную работу. Вместе с тем работа по стандарту равных усилий РУ становится менее выгодной для менеджера, поскольку он не может рассчитывать на дополнительные вознаграждения только по результатам стандартной работы, так как в договоре прописываются ожидаемые результаты работы менеджера. В связи с этим, матрица выигрышей судовладельца и менеджера будет иметь вид (табл. 3).

Решение данной игры демонстрирует наличие доминирующих стратегий у каждого игрока, которым соответствуют стратегия ЗП для судовладельца и стратегия ЗП для менеджера. При сочетании данных стратегий игроки достигают равновесия в доминирующих стратегиях, которое является также устойчивым равновесием по Нэшу. Кроме того, достигнутое равновесие является оптимальным по Парето, что свидетельствует о его эффективности, взаимной ответственности игроков и решает проблему кооперации судовладельца и менеджера. В этом случае обе стороны осознают, что им не выгодно отклоняться от нового положения, которое приносит им больший результат, чем равновесие при некооперативной игре.

Таким образом, с целью обеспечения устойчивости во взаимоотношениях судовладельца и менеджера, одним из способов достижения эффективно равновесия является кооперация, которая дости-

гается уточнениями и дополнениями договора о судовом менеджменте.

Таблица 3

Распределение выигрышей в игре «судовладелец – менеджер судна» при существенных дополнениях в договоре

| | | СТРАТЕГИЯ МЕНЕДЖЕРА СУДНА | |
|-------------------------|-----------------------------|---------------------------|-----------------------------|
| | | Золотое правило (ЗП) ДС | Стандарт равных усилий (РУ) |
| СТРАТЕГИЯ СУДОВЛАДЕЛЬЦА | Золотое правило (ЗП) ДС | 3 Р-НЭШ, ПО | 1 |
| | Стандарт равных усилий (РУ) | 1 | 0 |
| | | 3 | 0 |
| | | 2 | 0 |

Выводы. В результате исследования предлагается рассматривать типичный для теории неполных контрактов конфликт «принципал-агент» в аспекте взаимодействия судовладельца и менеджерской компании с применением методологического аппарата «теории игр». Представлено несколько способов решения игры, в которой игроками выступают судовладелец и менеджер судна, - доминирующие стратегии, исключение доминированных стратегий, осторожные (максиминные), равновесие Нэша. Вместе с тем, выявлено, что эффективное и устойчивое равновесие между игроками, когда обеим сторонам контракта выгодно не менять свое поведение, обеспечивается при одновременном достижении равновесия по Нэшу и Парето-оптимума. Предложен один из способов достижения такого положения игроков на рынке – кооперация, которая достигается уточнениями и дополнениями договора о судовом менеджменте, затрагивающими интересы обеих сторон.

Л и т е р а т у р а

1. Кириллова, Е.В. Субъекты судовладения в сфере морского бизнеса и в системе морских правоотношений / Е.В. Кириллова, А.Г. Шibaев // Судовождение: сб. научн. тр. / Одесская нац. мор. акад. – Одеса: Изда-Информ, 2014. - Вып. 24. - С. 75-83. - ISSN 2306-5761
2. Марков В.В. Судовой менеджмент : учебно-практическое пособие / В.В. Марков. - Одесса. : КП ОМД, 2012. - 318 с.
3. Кириллова Е.В. Управление работой судна и судовой менеджмент: этимология понятий, генезис развития теории и практики // Е.В. Кириллова // Вісник Одеського національного морського університету : зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2013. – Вип. 3 (39). – С. 210-219. - ISSN 2226-1893.
4. Шibaев А.Г. Управление работой флота. Основы теории и практики: учебное пособие / А.Г. Шibaев,

- Е.В. Кириллова, Ю.И. Кириллов – Одесса: Фенікс, 2012. – 187 с.
- «SHIPMAN 98» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.infomarine.gr/bulletins/chartering_forms/shipman98.pdf.
 - Тамбовцев, В.Л. Введение в экономическую теорию контрактов: учеб. пособие / В.Л. Тамбовцев. – М.: ИНФРА-М, 2004. – 144 с.
 - Кузьминов, Я.И. Курс институциональной экономики: институты, сети, транзакционные издержки, контракты: учеб. Пособие для студентов вузов / Я.И. Кузьминов, К.А. Бендукидзе, М.М. Юдкевич. – М.: ГУ-ВШЭ, 2006. – 444 с.
 - Кириллова, Е.В. Обоснование диапазонов устойчивости коммерчески целесообразной, допустимо убыточной и кризисной работы судна / Е.В. Кириллова // Східно-Європейський журнал передових технологій: науково-виробничий журнал. – Харків: ЧП “Технологічний Центр”, 2015. - № 6(3). – С. 4 - 10. – ISSN 1729-4061 (Online). – ISSN 1729-3774 (Print).
 - Юдкевич, М.М. Основы теории контрактов: модели и задачи / М.М. Юдкевич, Е.А. Подколзина, А.Ю. Рябинина. – М.: ГУ ВШЭ, 2002. – 352 с.
 - Виноградова, А.В. Институциональная экономика: теория и практика / А.В. Виноградова. – Нижний Новгород: Нижегородский госуниверситет, 2012. – 70 с.
 - Ковалев, В.В. Курс финансового менеджмента: учебник / В.В. Ковалев. – 3-е издание. – М.: Проспект, 2014. – 556 с.
 - Печерский, С.Л. Теория игр для экономистов. Вводный курс: учебное пособие / С.Л. Печерский, А.А. Беляева. — СПб.: Издательство Европейского университета в Санкт-Петербурге, 2001. — 342 с.
 - Рылов, С.И. Учет расходов судовладельца и фрахтователя при заключении фрахтовой сделки [Электронный ресурс] / С.И. Рылов, Ю.А. Коскина // Сборник научных трудов SWorld. – 2012. – Режим доступа: <http://waw.sworld.com.ua/konfer28/544.pdf>
 - Шибаяев А.Г. Подготовка и обоснование решений по управлению перевозками и работой флота морской судоходной компании : монография / А.Г. Шибаяев. – Одесса : ХОРС, 1998. – 208 с.
 - Булдаков, А.А. Ценообразование на услуги контейнерных перевозок в РФ / А.А. Булдаков, А.Н. Рахмангулов // Современные проблемы транспортного комплекса России. – Магнитогорск, 2011. – Вып. 1. – С. 138-144.
 - Бень, А.П. Использование теоретико-игровой модели для представления и анализа навигационных ситуаций в системе поддержки принятия решений судоводителя / А.П. Бень // Штучний інтелект. – 2010. — № 3. — С. 439-443.
 - Odessa National Maritime University: Coll. Science. works.], 2013, issue 3(39), pp. 210-219.
 - Shibaev A.G., Kirillova E.V., Kirillov Ju.I. Upravlenie rabotoj flota. Osnovy teorii i praktiki : uchebnoe posobie [Fleet work management. Fundamentals of theory and practice: a training manual]. Odessa, Feniks, 2012, 187 p.
 - «SHIPMAN 98». Available at: http://www.infomarine.gr/bulletins/chartering_forms/shipman98.pdf.
 - Tambovtsev V.L. Vvedenie v jekonomicheskiju teoriju kontraktov [Introduction to the economic theory of contracts]. Moscow, INFRA-M, 2004, 144 p.
 - Kuzminov Ya.I. Kurs institucional'noj jekonomiki: instituty, seti, tranzakcionnye izderzhki, kontrakty [Course of Institutional Economics: Institutions, networks, transaction costs, contracts]. Moscow, GU-VSHE, 2006, 444 p.
 - Kirillova Ye.V. Obosnovanie diapazonov ustojchivosti kommercheski celesoobraznoj, dopustimo ubytochnoj i krizisnoj raboty sudna [Justification of stability ranges of commercially reasonable, allowable loss-making and crisis operation of the vessel] Vostochno-Evropejskij zhurnalпередових технологій [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies], 2015, issue 3, pp. 4-10.
 - Yudkevich M.M., Podkolzina Ye.A., Ryabinina A.Yu. Osnovy teorii kontraktov: modeli i zadachi [Fundamentals of the theory of contracts: models and problems], Moscow, GU-VSHE, 2002, 352 p.
 - Vinogradova A.V. Institucional'naja jekonomika: teoriya i praktika [Institutional Economics: Theory and Practice], Nizhny Novgorod, 2012, 70 p.
 - Kovalyov V.V. Kurs finansovogo menedzhmenta [The course of financial management], Moscow, Prospect, 2014, 556 p.
 - Pecherskiy S.L., Belyaeva A.A. Teorija igr dlja jekonomistov. Vvodnyj kurs [Game theory for economists. Introductory course], St.Pb., 2001, 342 p.
 - Rylov S.I., Koskina Yu. A. Uchet rashodov sudovladel'ca i frahtovatel'ja pri zakljuchenii frahtovoj sdelki [Cost account of shipowner and charterer in fixture] Available at: <http://waw.sworld.com.ua/konfer28/544.pdf>
 - Shibaev A.G. Podgotovka i obosnovanie reshenij po upravleniju perovozkami i rabotoj flota morskoy sudohodnoj kompanii : monografija [Preparation and justification of solutions for the management and operation of transportation maritime shipping company's fleet: a monograph], Odessa, HORS, 1998, 208 p.
 - Buldakov A.A., Rahmangulov A.N. Cenoobrazovanie na uslugi kontejnernih perevozok v RF [Pricing for the services of container transportation in Russia] Sovremennye problemy transportnogo kompleksa Rossii [Modern problems of the transport complex of Russia], 2011, issue 1, pp. 138-144.
 - Ben A.P. Ispol'zovanie teoretiko-igrovoj modeli dlja predstavlenija i analiza navigacionnyh situacij v sisteme podderzhki prinjatija reshenij sudovoditel'ja [Using game theoretic models for the presentation and analysis of situations in navigational decision support system of navigator] Shtuchnyj intellekt [Piece intelligence], 2010, issue 3, pp. 439-443.

References

- Kirillova Ye.V. Formy sudovladienija v sisteme morskikh pravootnoshenij [The forms of shipownings in the maritime legal system] Sb. nauchn. trudov SWorld [Bulletin of SWorld], 2012, issue 1, pp. 39-44.
- Markov V.V. Sudovoj menedzhment: uchebno-prakticheskoe posobie [Shipping management: Educational and practical guide]. Odessa, KP OMD, 2012, 318 p.
- Kirillova E.V. Upravlenie rabotoj sudna i sudovoj menedzhment: jetimologija ponjatij, genezis razvitija teorii i praktiki [Shipping operation and the ship's management: the etymology of the concepts, the genesis of the theory and practice] Visnik Odes'kogo nacional'nogo mors'kogo universitetu: zb. nauk. prac' [Bulletin of the

Мелешенко Е.С. Вирішення конфлікту та забезпечення сталої взаємодії між судовласником та менеджерською компанією

У роботі вирішення конфліктної взаємодії між судовласником і менеджерською компанією пропонується здійснити із застосуванням методологічного апарату «теорії ігор». Представлено декілька способів вирішення

гри, гравцями якої виступають судновласник і менеджер. Інтерпретація результатів рішення дозволила ідентифікувати взаємовідносини, що склалися між сторонами договору суднового менеджменту, і надати рекомендації щодо забезпечення їх ефективної та сталої взаємодії на ринку.

Ключові слова: менеджер, судновласник, гра, рівновага Неша, Парето-оптимум

Meleshenko Ye. Conflict settlement and ensuring of stable interaction between the ship-owner and manager company

Currently the practice of transmission of the property rights for vessel to specialized manager companies is widespread in sphere of maritime business and marine legal system. The availability of unverifiable variables in contracts leads to a typical problem for the theory of contracts "principal-agent" associated with asymmetric information.

The settlement of the conflict relations between the ship-owner and manager company is proposed to release using the

methodological apparatus of "game theory". It was revealed that an effective and stable balance between the players, when it is beneficial for both sides of the contract not to change their behavior, is ensured with the simultaneous achievement of the Nash equilibrium and the Pareto optimum. Cooperation as one of the ways to achieve such a position of players in the market is offered.

Keywords: manager, shipowner, game, Nash equilibrium, Pareto optimum.

Мелешенко К.С. – аспірантка кафедри «Морські перевезення» Одеського національного морського університету, провідний економіст судноплавної компанії «Укрферрі», м. Одеса, пров. Сабанський 4а, kat_meleshenko@mail.ru

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Статья подана 14.03.2017

УДК 629.488.25: 519.833

ОПТИМАЛЬНЕ УПРАВЛІННЯ СТОХАСТИЧНИМИ СИСТЕМАМИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ РЕМОНТНИХ РОБІТ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

Мілянч А.Р.

OPTIMUM CONTROL OF STOCHASTIC SYSTEMS OF TECHNOLOGICAL PROCESSES OF REPAIR WORKS OF FREIGHT CARS

Milyanych A.

У статті автором розглянуто питання оптимізації технологічних процесів ремонтних робіт вантажних вагонів, розробки пов'язані із оптимізацією, які мали адаптацію на підвищення надійності та тривалої експлуатації засобів рухомого складу залізниці. Виконано розрахунок нелінійної системи першого порядку із зовнішніми випадковими збудженнями, який показує, що метод оптимізації планування технологічним процесом ремонту вантажних вагонів дозволяє ціною лише незначних фінансових витрат та втрат робочого часу зменшити дисперсію вихідного сигналу, тобто, кінцевого результату ремонтних робіт.

Ключові слова: вантажні вагони, оптимізація, технологічні процеси, надійність, несправність.

Вступ. Традиційні методи підвищення техніко-економічних показників промислових технологічних процесів орієнтовані на специфічний характер виробництв, в яких вони використовувались в деінформаційній технології. Так технологічні процеси ремонту рухомого складу залізниці тісно пов'язані із гарантованою якістю на отримання гарантованої до затрат інших ресурсів. Середньотиповий характер виробництва, який є типовим для даних галузей промисловості, властивий особливостям вагоноремонтному виробництві не лише із типовими для даних галузей, але й типова них для даних галузей промисловості їх унікальних агрегатів під конкретні технологічні операції.

Постановка проблеми. Рішення проблеми оптимізації технологічних процесів на даний час не може обмежуватись лише питаннями планового ремонту рухомого складу залізниці, але й небагаточисельні розробки пов'язані із оптимізацією, які мали адаптацію на підвищення надійності та тривалої експлуатації засобів рухомого складу залізниці.

Оскільки, в умовах частоті зміни видів вантажних вагонів (піввагони, платформи, цистерни та

спеціалізовані вагони) цілком закономірно виникає необхідність ефективних і оперативних змін у технологічних процесах ремонтно-відновлювальних робіт. Адже відомо, що при проектуванні виробничих ліній і, відповідно, технологічних процесів, існує велика кількість різних комбінацій факторів виробництва, але при цьому доволі обмежене число варіантів їх раціональних комбінацій.

Технологічні процеси ремонтних робіт тісно пов'язані із характером і причиною виникнення несправностей або часткового руйнування окремих елементів вантажних вагонів, а саме:

- технологічна – несправність, пов'язана із якістю виготовлення та виконання планових і непланових ремонтів вантажних вагонів у вагоноремонтних депо, а також якістю підготовки вагона до перевезень;

- експлуатаційна – несправність, викликана експлуатаційним зношуванням деталей та вузлів внаслідок тривалої роботи або по причинах, не пов'язаних із низькою якістю виготовлення або планового ремонту вагону;

- пошкодження – несправність, викликана порушенням встановлених правил і умов експлуатації вагону, при маневрових і навантажувально-розвантажувальних операціях на коліях промислових підприємств та шляхах загального користування, у випадках аварійних ситуацій тощо.

На даний час ремонтні роботи та розробка їх технологічних процесів, викликані першими двома причинами несправностей, є достатньо прогнозованими. Планування даних групових технологічних процесів, вибір оптимальної послідовності їх виконання та оптимальних технологічних режимів механічної обробки ґрунтовно досліджувались рядом вітчизняних науковців, що відображено у їх працях [1, ..., 4].

Що стосується останньої причини несправності – пошкодження, то це питання на даний час ще є

недостатньо дослідженим, оскільки його вирішення у плані оптимізації технологічних процесів важко піддається традиційним закономірностям, а скоріше підпорядковуються стохастичній системі.

Загальновідомо, що стохастичні системи – системи змін, які носять випадковий характер. При випадкових впливах отриманих даних про стан системи є недостатньо для передбачення ситуації в наступний момент часу. Випадкові ситуації можуть впливати на систему як із зовні, так і здатні виникати в середині даної системи. Дослідження систем при виникненні випадкових впливів можна проводити звичайними методами, мінімізувавши крок моделювання щоб не пропустити впливу випадкових параметрів. При тому, оскільки, максимальне значення випадкової величини зустрічається доволі рідко (в основному у техніці переважають нормальні розподілення), то вибір мінімального кроку у більшості моментів часу не буде обґрунтованим.

У більшості випадків при проектуванні, наприклад, технологічних процесів механічної обробки, закладаються не максимальні, а найбільш ймовірні значення випадкового параметру. У такому випадку отримується більш раціональна система, попередньо припускаючи погіршення роботи системи на окремих проміжках часу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Останнім часом значна увага надається питанням оптимального управління нелінійними стохастичними системами. Найбільш популярними моделями у даних дослідженнях є стохастичні системи, які описуються стохастичними диференціальними рівняннями із гаусівськими параметричними або зовнішніми випадковими збудженнями [5,6]. Для формального опису динамічних систем, які перебувають під впливом випадкових збуджень, широко використовується апарат стохастичних диференціальних рівнянь. Основною моделлю в сучасній теорії стохастичної стійкості є система Іто [7].

Крім того, поширення отримав метод статистичної лінеаризації у сполученні із теорією гаусівських випадкових процесів у лінійних системах при квадратичному функціоналі якості; у рамках такого підходу найчастіше синтезується субоптимальний лінійний керівний пристрій, який передбачає зворотній зв'язок згідно змінних стану [8,9].

Мета статті. Досліджувана тут задача оптимального управління стохастичними системами у технологічних процесах ремонтно-відновлювальних робіт рухомого складу залізниці відносяться до нелінійних систем при застосуванні квадратичного критерію якості та наявності достатньої інформації про стан даної системи. Спочатку ми наводимо формулювання задачі оптимального управління певними стохастичними системами. Передбачений синтез нелінійного керівного пристрою, який включає контур лінійного зворотного зв'язку згідно змінних стану та який здійснює компенсацію нелінійності системи. Далі виводяться модифіковане рівняння Риккати для коефіцієнтів лінійного зворотного зв'язку та рівняння для матриці коефіцієнтів коваріації (коваріація – міра лінійної залежності двох випадкових величин).

Розглянемо нелінійну стохастичну керовану систему, яка задовольняє умову Ліпшиця (умова Ліпшиця – інтегральне обмеження на поведінку приросту функції в інтегральній метриці) [9] за умов рівномірного росту, та описується рівнянням Іто [7]:

Результати досліджень.

Розглянемо нелінійну стохастичну керовану систему, яка задовольняє умову Ліпшиця (умова Ліпшиця – інтегральне обмеження на поведінку приросту функції в інтегральній метриці) [9] за умов рівномірного росту, та описується рівнянням Іто [7]:

$$\begin{aligned} dx_1 &= x_2 dt; \\ dx_2 &= x_3 dt; \\ &\dots \\ dx_n &= -\sum_{i=1}^n (a_i x_i dt + x_i d\alpha_i) - \\ &\quad -h(x_1, x_2, \dots, x_n) dt + dW' + u dt \end{aligned} \quad (1)$$

де x_1, x_2, \dots, x_n – компоненти n -мірного вектора змінних стану x ; W' та α_i – незалежні вінерівські процеси (теорія випадкових процесів – модель випадкового блукання із безперервним часом) [16] із нульовими середніми значеннями та інтенсивностями

$$\begin{aligned} E[d\alpha_i d\alpha_j] &= \begin{cases} 0, & i \neq j, \\ 2q_{ii}, & i = j = 1, n, \end{cases} \\ E[dW' \cdot dW'] &= 2q_{n+1, n+1} dt. \end{aligned} \quad (2)$$

У рівнянні (1) через h позначена нелінійна функція змінних стану. Задача управління полягає в наступному: встановити закон управління у вигляді зворотного зв'язку $u = u(x)$, який забезпечує регулювання системи (1) та мінімізує для стаціонарного стану квадратичний функціонал якості:

$$J = \frac{1}{2} E[x^T Q x + u^2 r], \quad (3)$$

де Q – позитивно визначена матриця; r – позитивна скалярна величина.

Існування оптимального управління здебільшого приймається для даної задачі в якості гіпотези. Навіть якщо для задачі такого типу і вдасться вивести на основі теорії динамічного програмування [11,12] рівняння Беллмана (рівняння, яке виражає мінімальне значення критерію оптимізації, яке можливо досягнути за умови еволюції системи із даного стану у якийсь певний критичний), то побудова числового розв'язку даного рівняння можливо лише для небагатьох випадків. Якщо на нелінійну систему впливають лише зовнішні випадкові збу-

рення, синтез субоптимального керівного засобу здебільшого здійснюють на основі статистичної лінеаризації (лінеаризація – дослідження нелінійної системи аналізом лінійної системи, яка у певній мірі є еквівалентною вихідній) із використанням гаусівського наближення для густини ймовірності.

Лінеаризація для еквівалентних зовнішніх збуджень. Синтез нелінійних управляючих засобів на основі методу лінеаризації для еквівалентних зовнішніх збуджень у свій час був розроблений детерміністичних робото технічних систем [13], але не досліджувався стосовно стохастичних систем. Для нелінійної системи управління із гаусівським випадковим збудженням можна в рамках гаусівського наближення визначити стаціонарні коефіцієнти коваріації змінних стану, якщо в нелінійних управляючих засобах знаходиться елемент, який здійснює компенсацію нелінійної системи, а інтенсивність випадкових збуджень визначається у відповідності із умовою еквівалентного зовнішнього збудження [15]. У відповідності із цією умовою ми від системи із випадковими параметричними збудженнями переходимо до еквівалентної системи із зовнішніми збудженнями. В результаті виявляється, що нелінійна система із випадковими параметричними збудженнями, для яких передбачена компенсація нелінійності, стає лінійною системою із еквівалентним чисто зовнішнім збудженням; гаусівська властивість процесів у такій системі використовується для синтезу нелінійного керівного пристрою. Далі наводимо опис методу лінеаризації для еквівалентних зовнішніх збуджень.

Розглянемо нелінійну функцію h , яку в загальному випадку можна представити у вигляді суми функцій h_{nf} , яка залежить від наступних випадкових збуджень:

$$h = h_{nf} + h_{nd}. \quad (4)$$

Вводячи в ланцюг зворотного зв'язку нелінійний компенсуючий елемент, записуємо

$$u = h_{nf} - \sum_{j=1}^n k_j x_j. \quad (5)$$

Тоді рівняння замкнутої системи отримують вигляд:

$$\begin{aligned} dx_1 &= x_2 dt; \\ dx_2 &= x_3 dt; \\ &\vdots \\ &\vdots \\ dx_n &= - \sum_{i=1}^n ((a_i + k_i) x_i dt + x_i d\alpha_f) - \\ &- h_{nd} dt + dW' \end{aligned} \quad (6)$$

Нелінійну функцію h_{nd} , яка залежить від наступних збуджень, можна представити у вигляді:

$$h_{nd} = \sum_{i=1}^n d\beta_i h_i(x) / dt, \quad (7)$$

де β_i - вінерівський процес із нульовим середнім значенням [16] та наступною інтенсивністю

$$E[d\beta_i \cdot d\beta_i] = 2\nu_u dt. \quad (8)$$

Запишемо рівняння лінійної системи із мультиплікативними випадковими збудженнями та із зовнішнім випадковим збудженням, яке є еквівалентним збудженню в системі (6):

$$\begin{aligned} dx_1 &= x_2 dt; \\ dx_2 &= x_3 dt; \\ &\vdots \\ &\vdots \\ dx_n &= - \sum_{i=1}^n ((\alpha_i + k_i) x_i dt + x_i d\alpha_i) + dW'' \end{aligned} \quad (9)$$

де W'' - вінерівський процес із наступною еквівалентною інтенсивністю:

$$E[dW'' \cdot dW''] = \left\{ 2q_{n+1, n+1} + \sum_{i=1}^n 2\nu_u E[h_i^2] \right\} dt. \quad (10)$$

Притримуючись ідеї еквівалентного зовнішнього збудження, можна густину ймовірності змінних стану в системі (9) апроксимувати гаусівській [15]. Тому очікуване значення h_i^2 можна виразити через моменти першого та другого порядків

$$E[h_i^2] = f_i(P), \quad (11)$$

де P – коваріаційна матриця.

Від рівнянь (9) можна перейти до наступного матричного рівняння із початковою умовою для стохастичної системи n -го порядку:

$$\begin{aligned} dx(t) &= Ax(t) + \sum_{i=1}^n x_i(t) D_i(t) d\alpha + ed\xi, \\ x(t_0) &= x_0. \end{aligned} \quad (12)$$

де x – n -мірний вектор змінних стану; α та ξ – вінерівські процеси із нульовими середніми значеннями та наступними інтенсивностями:

$$E[d\alpha d\alpha^T] = \begin{bmatrix} 2q_{11} & & & & 0 \\ & 2q_{22} & & & \\ & & \ddots & & \\ & & & \ddots & \\ & & & & 2q_{nn} \end{bmatrix} dt = Sdt \quad (13)$$

$$z(P) = \begin{bmatrix} E[x_1 \cdot h_{nf}] \\ E[x_2 \cdot h_{nf}] \\ \vdots \\ E[x_n \cdot h_{nf}] \end{bmatrix}, \quad y(P) = E[h_{nf}^2]. \quad (17)$$

$$E[d\xi \cdot d\xi^T] = \left[2q_{n+1, n+1} + \sum_{l=1}^n 2v_l f_l(P) \right] dt = v(P)dt \quad (14)$$

$$A = A' + b k,$$

$$A' = \begin{bmatrix} 0 & \cdot & 1 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 1 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ -\alpha_1 & -\alpha_2 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & -\alpha_n \end{bmatrix}, \quad b = \begin{bmatrix} 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ 1 \end{bmatrix},$$

$$k^T = \begin{bmatrix} -k_1 \\ -k_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ -k_n \end{bmatrix},$$

$$D_1 = \begin{bmatrix} 0 & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ -1 & \cdot & \cdot & 0 \end{bmatrix}, \quad D_2 = \begin{bmatrix} 0 & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & -1 & \cdot & 0 \end{bmatrix} \dots, \quad (15)$$

$$D_n = \begin{bmatrix} 0 & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & \cdot & \cdot & -1 \end{bmatrix}, \quad e = \begin{bmatrix} 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ 1 \end{bmatrix}, \quad d\alpha = \begin{bmatrix} d\alpha_1 \\ d\alpha_2 \\ \cdot \\ d\alpha_n \end{bmatrix}.$$

Від впливу залежностей (3) та (5) із врахуванням гаусівських властивостей функцій $y(P)$ та $z(P)$ отримуємо:

$$J = \frac{1}{2} tr [(Q + k^T r k)P] + rkz(P) + \frac{r}{2} y(P), \quad (16)$$

Отже, шляхом введення нелінійної управляючої ланки (5) ми від нелінійної системи (1) із квадратичним критерієм якості (3) перейшли до майже лінійної системи (12) із неквадратичним критерієм якості (16). Для цієї задачі оптимального управління при не квадратичній мірі [10] можна за допомогою формули Іто (формула Іто – формула заміни змінної в стохастичному диференціальному рівнянні) [16] вивести наступне рівняння відносно коваріаційної матриці:

$$P = AP + PA^T + G(P) + ev(P)e^T; \quad (18)$$

$$G(P) = \sum_{i=1}^{\bar{n}} \sum_{j=1}^{\bar{n}} (P)_{ij} D_i S D_j^T. \quad (19)$$

Тепер задача оптимального управління технологічним процесом ремонтних робіт зводиться до визначення вектору k оптимальних значень коефіцієнтів зворотного зв'язку, який забезпечує мінімізацію J при обмеженні (18). Вводячи множник Лагранжа L [14], складаємо гамільтоніан (функція, яка залежить від узагальнених координат часу, що описує динаміку механічної системи) [10]:

$$H = tr(PL) + 0,5 \cdot tr[(Q + k^T \cdot r k)P] + rkz(P) + 0,5 \cdot y(P), \quad (20)$$

Необхідні умови мінімуму H (H – умовне позначення гамільтоніана) відповідно по k , L та P виражаються за допомогою матриць градієнтів:

$$\partial H / \partial k; \quad \partial H / \partial L = 0; \quad \partial H / \partial P = 0. \quad (21) \dots (23)$$

Із останніх рівнянь (21) – (23) отримуємо:

$$k = -2r^{-1} (b^T L) - z^T P^{-1}; \quad (24)$$

$$AP + PA^T + G + e v e^T = 0; \quad (25)$$

$$0,5 \cdot (Q + k^T \cdot r \cdot k) + LA + A^T L + G + \Delta + \phi + \psi = 0; \quad (26)$$

$$(\Gamma)_{ij} = tr [D_i^T \cdot L \cdot D_j \cdot S];$$

$$\Delta = \left[t \cdot r \left[e^T L \cdot e \frac{dy(P)}{d(P)_{ij}} \right] \right]; \quad (27)$$

$$\phi = r \cdot k \frac{dz(P)}{dP}; \quad \psi = \frac{r}{2} \cdot \frac{dy(P)}{dP},$$

де вираз (26) являє собою так зване модифіковане рівняння Ріккати [20].

Отже, оптимальне управління стохастичною системою планування технологічним процесом вагоноремонтних робіт визначається рішенням системи нелінійних алгебраїчних рівнянь (24) – (26). При цьому припускається, що за рахунок відповідного вибору параметрів системи забезпечується виконання достатніх умов стійкості у середньому квадратичному [15].

Висновки. Для оптимального управління нелінійними стохастичними системами із одночасно діючими зовнішніми та параметричними випадковими збудженнями запропонований нелінійний закон управління, який синтезується на основі методу лінеаризації системи із еквівалентними зовнішніми збудженнями. Для нелінійної системи із зовнішніми збудженнями застосовування наведеного методу, який передбачає використання припущення із гаусівською густиною ймовірності змінних даного стану, не накладає ніяких обмежень ні на рівень не лінійності системи, ні на інтенсивність зовнішніх випадкових впливів; це пов'язано із тим, що нелінійний закон управління синтезується із таким розрахунком, щоб здійснювати компенсацію нелінійної системи. Однак цими обмеженнями не можна нехтувати при синтезі лінійних законів управління згідно методу статистичної лінеаризації із використанням гаусівського наближення.

Результати моделювання нелінійної системи першого порядку із зовнішніми випадковими збудженнями показує, що наведений автором метод оптимізації планування технологічним процесом ремонту залізничних вантажних вагонів дозволяє ціною лише незначних фінансових витрат та втрат робочого часу зменшити дисперсію вихідного сигналу, тобто, кінцевого результату ремонтних робіт, у порівнюванні із запропонованими результатами, дослідженими іншими науковцями.

Л і т е р а т у р а

1. Митрофанов С.П. Организация группового производства. – Л.: Машиностроение, 1983, Т.1. – 408 с.
2. Фираго В.П. Основы проектирования технологического процесса. – М.: Машиностроение, 1975. – 468 с.
3. В. Е. Карпусь, О. В. Котляр. Обґрунтування вибору найбільш ефективного методу багатокритеріальної оптимізації технологічних схем механічної обробки. Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – №40. – С. 19-24
4. Колесник М.Э. Методика минимизации риска в процессе оптимизации содержания проекта. Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – №40. – С. 35-38.
5. Владимиров И.Г., Курдюков А.П., Семенов А.В. Стохастическая проблема Дээоптимизации. // Доклады РАН, № 5, 1995.
6. Каплинский А.И. Об адаптивном отслеживании нестационарностей в стохастических задачах оптимизации. В сб.: Исследование операций. М.: ВЦ АН СССР, 1992, вып. 3, с. 156-168.
7. Кулинич Г.Л., Перегуда О.В. Инвариантные множества стохастических дифференциальных уравнений Ито. Київ: Київський університет, 2002. – 91 с.
8. Kwakernaak H., Sivan R. Linear Optimal Control Systems, Wiley. Vol. 2, Academic Press, New York, 1982.
9. Диментберг И.Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний. – М.: Наука, 1990. – 368 с.
10. Механика, том 1. Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц/ Под ред. Л.П. Питаевского. 4-е изд. – М.: Наука, 2007. – 224 с.
11. Кормен Т., Лейзерсон Ч., Штайн К. Динамическое программирование // Алгоритмы: построение и анализ. / Под ред. И.В. Красикова. – 2-е изд. - : Вильямс, 2005. – 1296 с.
12. Sanjoy Dasgupta, Christos H. Papadimitriou, Umesh Vazirani. Algorithms. – 1-е изд. – McGraw-Hill Science / Engineering / Math, 2006. – 336 с.
13. Gilbert E.G. «Controllability and Observability in Multivariable Control Systems», SIAM Journal on Control, Series A, Vol. 2(1), 1989. - pp. 128-151.
14. Акулич И.Л. Задачи нелинейного программирования. Глава 3. // Математическое программирование в примерах и задачах. – М.: Высшая школа, 1986. – 319 с.
15. Chang R.J. Control Interpretation on Stochastic Linearization and Its Improvement in Analyzing Non-linear Dynamic Systems. Conference Paper (PDF Available) December, 2011.
16. Ито К., Маккинг Г. Диффузионные процессы и их траектории. Пер. с англ., - М.: Наука, 1988.

References

1. Mitrofanov S.P. Organization multi-production. - L.: Mashinostroenie, 1983, Vol.1. - 408 p.
2. Firago V.P. Fundamentals of Designing technological process. - M.: Mashinostroenie, 1975. - 468 p.
3. Karpus V.E., Kotlyar A.V. Rationale for choosing the most effective method of multi-objective optimization of technological schemes machining. Proceedings of the National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute». Collected Works. Special Issue: Technologii v mashinobydyvanni. - Kharkov: NTU "KPI". - 2011. - №40. - P. 19-24
4. Kolesnik M.E. Methods mynymyzatsyy line in the process optimization project. Proceedings of the National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute». Collected Works. Special Issue: Technologii v mashinobydyvanni. - Kharkov: NTU "KPI". - 2011. - №40. - P. 35-38.
5. Vladimirov I.G., Kurdyukov A., Semenov A.V. The stochastic problem of the Deoptimization. // Reports of the Russian Academy of Sciences, No. 5, 1995.

6. Kaplinsky A.I. About adaptive tracking of nonstationary states in stochastic optimization problems. In: Investigation of Operations. Moscow: Computing Center of the Academy of Sciences of the USSR, 1992, no. 3, p. 156-168.
7. Kulinich G.L., Perehuda O.V. Invariant set of stochastic differential equations Ito. Kyiv, Kyivskuy Universytet, 2002. - 91 p.
8. Kwakernaak H., Sivan R. Linear Optimal Control Systems, Wiley. Vol. 2, Academic Press, New York, 1982.
9. Dimentberg, I.F. Nonlinear stochastic problems of mechanical oscillations. - Moscow: Nauka, 1990. - 368 p.
10. Mechanics, volume 1. L.D. Landau, E.M. Lifshits. / Ed. L.P. Pitaevsky. 4 th ed. - Moscow: Nauka, 2007. - 224 p.
11. Kormen T., Leisserson C., Stein K. Dynamic programming // Algorithms: construction and analysis. Ed. I.V. Krasikov. - 2 nd ed. -: Williams, 2005. - 1296 p.
12. Sanjoy Dasgupta, Christos H. Papadimitriou, Umesh Vazirani. Algorithms. - 1-е изд. - McGraw-Hill Science / Engineering / Math, 2006. - 336 с.
13. Gilbert E.G. «Controllability and Observability in Multivariable Control Systems», SIAM Journal on Control, Series A, Vol. 2(1), 1989. - pp. 128-151.
14. Akulich I.L. Problems of nonlinear programming. Chapter 3. // Mathematical programming in examples and tasks. - Moscow: Vyschaya Schkola, 1986. - 319 p.
15. Chang R.J. Control Interpretation on Stochastic Linearization and Its Improvement in Analyzing Non-linear Dynamic Systems. Conference Paper (PDF Available) December, 2011.
16. Ito K., Makking G. Diffusion processes and their trajectories. Trans. With English., - Moscow: Nauka, 1988.

Милянч А.Р. Оптимальное управление стохастическими системами технологических процессов ремонтных работ грузовых вагонов

В статье автором рассмотрены вопросы оптимизации технологических процессов ремонтных работ грузо-

вых вагонов, разработки связаны с оптимизацией, которые имели адаптацию на повышение надежности и длительной эксплуатации средств подвижного состава. Выполнен расчет нелинейной системы первого порядка с внешними случайными возбуждениями, который показывает, что метод оптимизации планирования технологическим процессом ремонта грузовых вагонов позволяет цене лишь незначительные финансовых затрат и потерь рабочего времени уменьшить дисперсию выходного сигнала, то есть, конечного результата ремонтных работ.

Ключевые слова: *грузовые вагоны, оптимизация, технологические процессы, надежность, неисправность.*

Milyanych A. Optimum control of stochastic systems of technological processes of repair works of freight cars

In the article the author considers the questions of optimization of technological processes of repair works of freight cars, development is related to optimization, which had an adaptation for increasing the reliability and long-term operation of rolling stock. The calculation of a first-order nonlinear system with external random excitations is performed, which shows that the planning optimization method for the technological process of repairing freight cars allows the price to reduce the variance of the output signal, that is, the final result of the repair work, only by insignificant financial expenses and work time losses.

Keywords: *freight cars, optimization, technological processes, reliability, malfunction.*

Милянч А.Р. – к.т.н., доцент кафедри «Рухомий склад і колія», Львівська філія Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна., e-mail: milyan_74@ukr.net.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 05.03.2017

УДК 625.282

ЖАЛЮЗИЙНЫЕ АППАРАТЫ ОХЛАЖДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ТЕПЛОВОЗА: НОВОЕ ПОКОЛЕНИЕ

Могила В.И., Светличный К.А., Алдокимов М.Г.

LOUVRE APPARATUS COOLING DEVICE OF THE LOCOMOTIVE: THE NEW GENERATION

Mogila V., Svetlichnyi, K., Aldokimov M.

В статье анализируется опыт использования верхних жалюзи тепловозов на протяжении всего времени их существования. Приведены особенности конструкций жалюзийных аппаратов, их характеристики и функциональность.

Ключевые слова: жалюзийные аппараты, створки жалюзи, охлаждающее устройство, аэродинамика, удар воздушного потока.

Введение. Динамика нарастания и развития скоростного и мощностного потенциала подвижного состава, в частности постоянное усовершенствование как конструктивного исполнения локомотивов в целом, так и поиск и внедрение новых конструкций отдельных рабочих устройств, ведет к модернизации и выпуску наиболее конкурентоспособных его отдельно взятых узлов и агрегатов, что в свою очередь является неотъемлемой движущей силой в современном локомотивостроении.

Постановка проблемы. Современные охлаждающие устройства тепловозов с каждым новым изобретением по этому профилю требуют все более эффективной работы такого устройства как жалюзийный аппарат, устанавливаемый на выходе из вентиляторного канала охлаждающего устройства для предотвращения попадания осадков, грязных частиц, всевозможных предметов извне, а также для улучшения аэродинамических характеристик выходящего потока охлаждаемого воздуха за вентиляторным колесом. Функциональность жалюзийного аппарата в процессе выпуска воздуха на периферию, а также в состоянии покоя, позволяет с уверенностью обозначить его значимость и явную актуальность в целенаправленном и поэтапном развитии этого узкого, но в то же время несущего эффективность и востребованного направления как в

конструкторском и инженерном деле, так и в вопросах повышения экономичности охлаждающего устройства и тепловоза в целом.

Анализ последних исследований и публикаций. Истории тепловозостроения известно множество конструкций жалюзийных аппаратов, которые делятся как по конструктивному исполнению, так и по принципу действия, эффективности и функциональности. Наиболее прозрачно будет показана хронология становления столь значимого аппарата как неотъемлемой единицы в конструкции локомотива, если произвести поэтапное разбиение на несколько поколений.

Цель статьи. Анализ опыта использования верхних жалюзи тепловозов на протяжении всего времени их существования.

Результаты исследований. К первому поколению следует отнести решетки и сетки, или как их еще называют «оградительные устройства/конструкции вентилятора». Их в свое время устанавливали на большинство тепловозов как отечественного (серии М62 и другие) так и зарубежного производства (серии ST44 (Польша), D1520 (Brush, Великобритания), CC 65000 (Alstom, Франция), NSB Di4 (Henschel, Германия), 8255 (Pacific National, Австралия), DDA40X, British Rail Class 58 (EMD, General Motors, Великобритания, США) и другие) (рис.1) [1].

Простота конструкции, отсутствие управляющего механизма и, соответственно, затраты на его работоспособность, сравнительно небольшая материалоемкость, монтаж и демонтаж, простота в обслуживании – все эти в большинстве своем положительные факторы были отмечены инженерами-конструкторами в процессе создания немаловажной составляющей – оградительного устройства вентилятора. Но вопрос попадания

атмосферних осадков, бруди і мелких частиц так и осталися открытым.

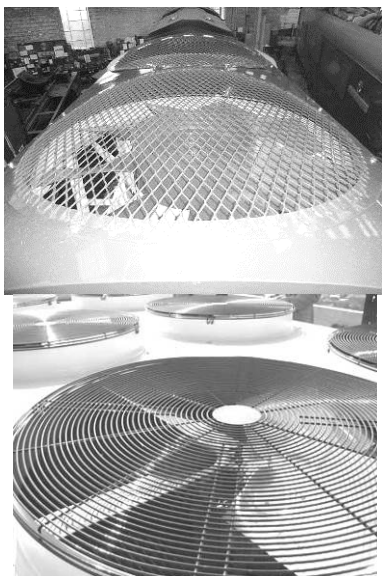


Рис. 1. Решетки и сетки, установленные за вентиляторным колесом

С течением времени, с изменением и учетом климата на разных континентах и повышении требований к функциональности оградительных устройств вентилятора, благодаря наблюдениям обслуживающих тепловозы бригад и изобретательности инженеров-конструкторов были разработаны и внедрены новые конструкции, имеющие существенные преимущества перед сетками и решетками. К таковым преимуществам можно отнести: повышение эффективности охлаждающего устройства в целом за счет спрямления потока воздуха на выходе из вентиляторного канала (улучшение аэродинамических характеристик вентилятора), обеспечение герметично закрытого вентиляторного канала при длительных стоянках тепловоза, а также при неработающей вентиляторной установке (защита узлов и аппаратов от атмосферных осадков, влаги, бруди, попадания предметов извне в вентиляторный канал), регулирование выходящего потока воздуха благодаря приводу жалюзи. Эти оградительные элементы вентиляторного канала получили название жалюзи створчатой конструкции – жалюзи с плоскими параллельными или радиальными створками.

Для улучшения аэродинамики в охлаждающих устройствах отечественных (2ТЭ116, ТГМ-4, ТЭМ, ТЭП150 и другие) и многих зарубежных тепловозов (HS4000 (Kestrel, Brush, Великобритания), СС 65000 (Alstom, Франция), DF-50 (Mitsubishi, Япония), ТМЭ (Беларусь) и другие) за вентиляторным колесом устанавливаются жалюзи с плоскими параллельными (рис.2,а) или радиальными створками (рис.2,б). В этом случае они оказывают значительное влияние на характеристику

вентиляторной установки, изменяя в основном кривые давления и КПД. Но исследования показали, что такие жалюзи, если они установлены заподлицо с крышей тепловоза, практически не оказывают влияния на рабочий процесс выпуска воздуха в проходящий поток. При этом расположение параллельных створок вдоль или поперек проходящего потока также не оказывает существенного влияния на характеристики вентилятора.

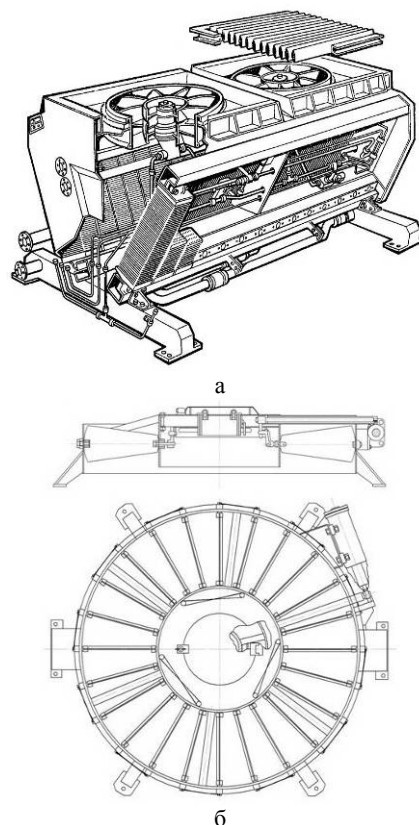


Рис. 2. Верхние жалюзи тепловоза:
а – с плоскими параллельными створками;
б – с радиальными створками

Влияние жалюзи с радиальными створками на характеристику вентиляторной установки имеет ту же закономерность, что и жалюзи с параллельными створками. Однако развиваемое вентиляторной установкой давление и КПД уменьшаются несколько больше из-за увеличения потерь от удара воздушного потока, сходящего с лопастей, о створки. При параллельных створках имеются зоны, где эти потери минимальные.

К недостаткам этих конструкций верхних жалюзи следует отнести загромождение выходного сечения вентиляторного канала (осями, с помощью которых вращается створка и сечением самих створок), удар воздушного потока о створки жалюзи, сравнительно высокую материалоемкость (как самого жалюзийного аппарата так и его привода) и дополнительные затраты на функционирование привода.

К третьему поколению верхних жалюзи тепловоза следует отнести такие аппараты, конструктивные особенности которых при работе вентиляторной установки позволяли бы убирать загромождение вентиляторного канала на выходе, создаваемое створками и другими элементами жалюзи. К такому роду конструкций относятся жалюзи с убирающимися створками (рис. 3,а) [2].

Подобная конструкция была создана в ВФВНИТИ (рис.3, б). Специального профиля створки перемещаются по боковым направляющим, раздвигаясь и сдвигаясь при помощи пневмопривода. Такие жалюзи не оказывают существенного влияния на характеристики вентилятора.

Испытания показали, что такая конструкция достаточно долговечна и надежно работает как при включенном, так и при выключенном вентиляторе. В то же время наравне с преимуществами были выявлены и некоторые недостатки: наличие пневмопривода, а также громоздкость и материалоемкость самих жалюзийных аппаратов.

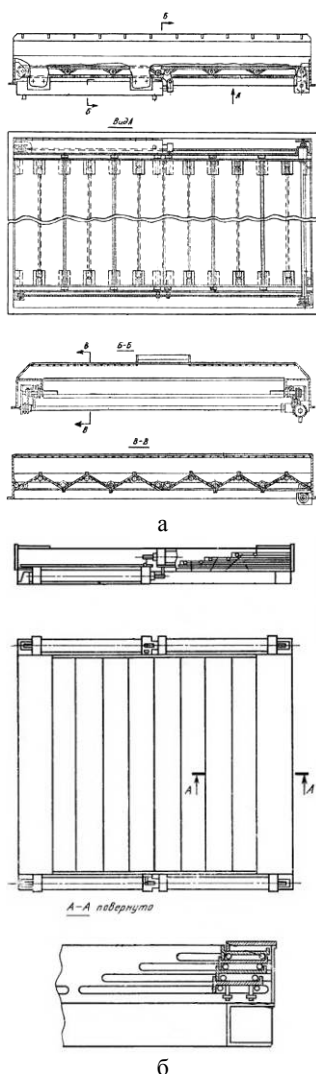


Рис. 3. Верхние жалюзи тепловоза с убирающимися створками:

В процессе исследования влияния основных элементов вентиляторной установки на ее аэродинамические характеристики определялась целесообразность использования на выходе специального кольцевого диффузора, который позволяет уменьшить сопротивление выходного канала, потери с выходной скоростью и создать сравнительно простую конструкцию верхних жалюзи [3]. Открытие такой крыши-жалюзи может осуществляться как вспомогательным приводом, так и воздействием выходящего потока воздуха (рис.4).

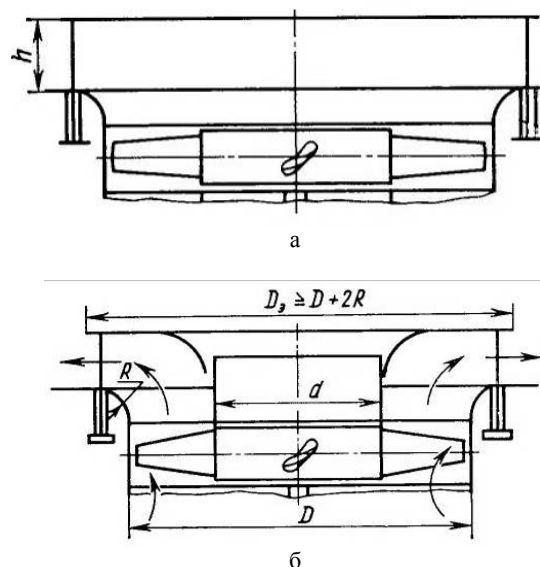


Рис. 4. Крыша-жалюзи охлаждающего устройства тепловоза:
а – закрытое положение; б – при работающем вентиляторе

Настойчивость в достижении результативности в процессе создания рациональной конструкции жалюзийного аппарата охлаждающего устройства тепловоза проявили заслуженные научные деятели и научные сотрудники Восточноукраинского национального университета имени В.Даля (г.Луганск), сконструировав более десятка жалюзийных аппаратов [4] с достаточно обоснованной эффективностью и удовлетворяющими требованиям характеристиками. С появлением этих изобретений в отрасли локомотивостроения было отмечено новое поколение верхних жалюзи – жалюзи лепесткового типа охлаждающего устройства тепловоза.

Наиболее эффективной и рациональной среди жалюзийных аппаратов четвертого поколения была признана конструкция модернизированного лепесткового жалюзийного аппарата конфузорно-диффузорного типа (рис.5) [5].

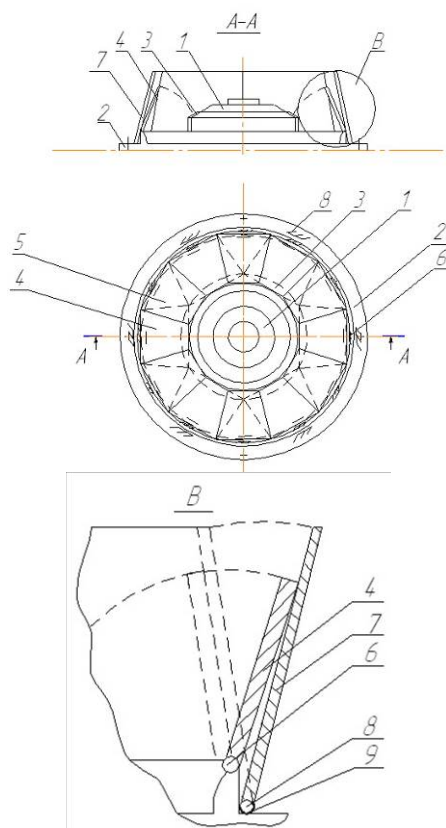


Рис. 5. Лепестковый жалюзийный аппарат конфузурно-диффузорного типа с эффектом спрямления потока воздуха охлаждающего устройства тепловоза:
1 – обтекатель вентилятора; 2 – корпус жалюзийного аппарата; 3 – армированные резиновые уплотнения; 4 – ведущая жалюзийная створка; 5 – ведомая жалюзийная створка; 6, 8 – шарнирные соединения; 7 – створка выходного конфузора-ограничителя; 9 – пружины кручения

Данная конструкция жалюзийного аппарата обеспечивает равномерное открытие жалюзийных створок в зависимости от изменения напора, создаваемого вентилятором, и устранение частичной потери аэродинамического напора благодаря конструктивным свойствам выходного конфузора-ограничителя. Использование жалюзийных створок и створок выходного конфузора-ограничителя как спрямляющего аппарата позволяет снизить коэффициент аэродинамического сопротивления воздушного потока на выходе из вентиляторного канала охлаждающего устройства, снизить затрачиваемую мощность на привод вспомогательных устройств, и, следовательно, повысить эффективность процесса охлаждения силовых установок тепловоза.

Вывод. Качественный подход в выборе жалюзийного аппарата для охлаждающего устройства тепловоза имеет целью создать устройство, которое бы зарекомендовало и нашло себя в области конструирования охлаждающих устройств на длительное время, имея при этом экономический и конструкторский эффект

несоизмеримо больший, нежели от применения конструкций жалюзийных аппаратов предшествующих поколений.

Л и т е р а т у р а

1. Locomotive SD60. 1988.: Service manual 121S885 / GeneralMotors. 1988. – 248 p.
2. Пат. 242944 СССР, МПК В61с. Жалюзи охлаждающего устройства тепловоза / Сидоренко Ю.А., Корнилов А.С., Медведев Л.Ф., Аронов С.М., Перова И.А. (СССР). – № 1227807/27-11; Заявл. 25.03.1968; Оpubл. 05.05.1969. Бюл. №16. – 2 с.
3. Куликов Ю.А. 1988.: Системы охлаждения силовых установок тепловозов. – М.: Машиностроение, 1988. – 280 с.
4. Пат. 79355 Украины, МПК (2006). Жалюзийный аппарат холодильной камеры тепловоза / Могила В.И., Светличный К.А., Басов Г.Г., Горбунов Н.И., Найш Н.М., Быкадоров В.В. (Украина); ВНУ имени В. Даля. – № а200508197; Заявл. 22.08.2005; Оpubл. 11.06.2007. Бюл. №8. – 4 с.
5. Пат. 85087 Украины, МПК (2013.01) В60J1/00. Жалюзийный аппарат холодильной камеры тепловоза / Светличный К.А., Могила В.И., Горбунов Н.И., Игнат'ев О.Л., Клюев А.А. (Украина); ВНУ имени В. Даля. – № u201305894; Заявл. 13.05.2013; Оpubл. 11.11.2013. Бюл. №21. – 3с.

References

1. Locomotive SD60. 1988.: Service manual 121S885 / GeneralMotors. 1988. – 248 p.
2. Pat. 242944 of the USSR, IPC B61c. Louver cooling device of the locomotive / Sidorenko Y. A., Kornilov S. A., Medvedev, L. F., Aronov M. S., Perov A. I. (USSR). No 1227807/27-11; Appl. 25.03.1968; Publ. 05.05.1969. Bull. No. 16. – 2.
3. Kulikov Yu. A. 1988.: The cooling system of power units of locomotives. – M.: Mashinostroenie, 1988. – 280 p.
4. Pat. 79355 Ukraine, MPK (2006). Louvre apparatus cooling chamber of the locomotive / the Tomb of V. I., Svetlichnyi, K. A., Bass, G. G., Gorbunov N. And. Naish N. M. Bykadorov V. V. (Ukraine); VNU named after V. Dahl. no a200508197; Appl. 22.08.2005; Publ. 11.06.2007. Bull. No. 8. – 4.
5. Pat. 85087 Ukraine, IPC (2013.01) B60J1/00. Louvre apparatus cooling chamber of the locomotive / Svetlichnaya K. A., Mogila V. I., Gorbunov N. And. Ignat'ev, O. L., Klyuev A. A. (Ukraine); VNU named after V. Dahl. no u201305894; Appl. 13.05.2013; Publ. On 11/11/2013. Bull. No. 21. – 3C.

Могила В.І., Светличний К.А., Алдокимов М.Г. Жалюзийні апарати охолоджувального облаштування тепловоза : нове покоління.

У статті аналізується досвід використання верхніх жалюзі тепловозів протягом всього часу їх існування. Приведені особливості конструкції жалюзийних апаратів, їх характеристики і функціональність.

Ключові слова: жалюзийні апарати, стулки жалюзі, охолоджувальний пристрій, аеродинаміка, удар повітряного потоку.

Mogila V., Svetlichnyi, K., Aldakimov M. Louvre apparatus cooling device of the locomotive: the new generation.

The article analyzes the experience of the use of the upper louver of the locomotives throughout their lifetimes. Given the specific designs for louvered devices, their characteristics and functionality.

Keywords: *louver apparatus, sash, blinds, cooling device, aerodynamics, impact of air flow.*

Могіла В.І. – к.т.н., професор кафедри «Залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин» СНУ ім. В. Даля.

Светличний К.А. – м.н.с. СНУ ім. В. Даля.

Алдокімов М.Г. – магістр кафедри «Залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин» СНУ ім. В. Даля.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 05.03.2017

УДК 629.024.31

РОЗРОБКА СТАТИСТИЧНОГО МЕТОДА ОЦІНКИ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ ПОРТОВОГО ТЕРМІНАЛУ

Немчук О.О., Остапчук А.А.

DEVELOPMENT OF STATISTICAL METHODS ESTIMATION OF COMPETITIVENESS THE PORT TERMINAL

Nemchuk O., Ostapchuk A.

В статті запропоновано метод визначення конкурентоспроможності послуг, які представляє термінал порту. Комплексний показник конкурентоспроможності порту пропонується розраховувати як добуток інтегральних показників конкурентоспроможності зовнішніх і внутрішніх факторів. Перелік і значення показників зовнішньої конкурентоспроможності визначаються методом експертних оцінок, а внутрішня конкурентоспроможність терміналу розраховується статистичним методом, де в якості основних факторів внутрішньої конкурентоспроможності прийняті вартість, швидкість і якість обробки судна, а результируючим показником виступає частка послуг портового терміналу в сукупності всіх порівнюваних портових терміналів.

Ключові слова: конкурентоспроможність, портові послуги, регресійна модель.

Вступ. Прийняття Україною Закону «Про морські порти» [1] порушує монополію держави на надання портових послуг, що призведе до посилення конкуренції в даному сегменті ринку. Як комплексного показника, що визначає ключові напрямки розвитку організації, виступає конкурентоспроможність - здатність продукції відповідати вимогам даного ринку в розглянутий період в порівнянні з аналогами-конкурентами [2].

Постановка проблеми. У цьому визначенні закладені три відмітних ознаки:

- Простір - конкретний ринок (країна, сегмент ринку);
- Період - фіксований відрізок часу;
- Пізнаваність в порівнянні.

Оцінка конкурентоспроможності передбачає порівняння конкретної продукції з аналогом в системі «час - простір». Головна проблема полягає у визначенні величини конкурентоспроможності, що пояснюється необхідністю враховувати специфіку та види продукції, і ринку, і регіону.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз останніх досліджень і публікацій. В роботі

[3] автори приходять до думки, що поняття «конкурентоспроможність» дуже широко і універсального загальноприйнятого визначення не має, але можна говорити про поняття конкурентоспроможності стосовно до різних об'єктів ринку і різних рівнів його організації. Термінологія в області конкурентоспроможності об'єктів не стандартизована. Передумовою до визначення понять в будь-якій області є систематизація. В даному випадку її головною ознакою служить об'єкт оцінки конкурентоспроможності:

- Продукція (товар, послуга);
- Організація;
- Галузь;
- Країна.

Відповідно до зазначених чотирма об'єктами можна розглядати конкурентоспроможність на чотирьох рівнях. У статті [4] справедливо звертається увага на існування тісного внутрішнього і зовнішнього залежності між ними. У нашому дослідженні ми зупинимося докладно на оцінці конкурентоспроможності організацій з надання портових послуг, а саме морських терміналів.

В основу визначення терміну можна покласти формулювання, яке було запропоновано в роботі [5] на підставі глибокого дослідження конкурентоспроможності, як «характеристики товару, яка відображає його відмінність від товару-конкурента як за ступенем відповідності конкретній суспільній потребі, так і за витратами на її задоволення».

Якщо зазначене формулювання взяти за основу і «прив'язати» його до моменту часу, то вийде точне і містке визначення терміну: рівень конкурентоспроможності послуги - відносна характеристика товару, яка відображає у розглянутий період часу його відмінність від товару-конкурента, як за ступенем відповідності суспільним потребам, так і за витратами на їх задоволення.

Єдиного підходу до оцінки конкурентоспроможності у дослідників не існує, як немає і єдиного

алгоритму. В основі практично всіх існуючих методик розрахунку конкурентоспроможності лежить метод експертних оцінок, недоліком якого є суб'єктивізм. Тому розробка статистичного методу визначення конкурентоспроможності портового терміналу слід визнати актуальним завданням.

Мета статті. Метою цієї статті є розробка методу оцінки конкурентоспроможності терміналу, що спеціалізується на наданні портових послуг.

Результати досліджень. Комплексний оціночний показник конкурентоспроможності може бути представлений у вигляді функції:

$$K = K(\{Kr_i, i=1, \dots, Nr\}; \{Wi, i=1, \dots, Nr\}; \{\Phi_i, i=1, \dots, N_\Phi\}), \quad (1)$$

де K - комплексний оціночний показник конкурентоспроможності портового терміналу;

Kr_i - конкурентоспроможність окремих ресурсів портового терміналу загальною кількістю Nr ;

Wi - вагові коефіцієнти окремих ресурсів загальним числом Nr ;

Φ_i - кількість факторів зовнішнього середовища загальним числом N_Φ .

Описати комплексний показник конкурентоспроможності можливо парою чисел (D, T) , де D - частка послуг портового терміналу в сукупності всіх порівнюваних портових терміналів, T - темп зростання / зменшення частки терміналу.

Відзначимо, що повинно бути два вирази для двох показників конкурентоспроможності - D і T . Крім того, на ці підсумкові числа впливають різні величини, тому всю сукупність внутрішніх ресурсів терміналу ($R_i, i = 1 \dots Nr$) необхідно розділити на дві групи:

- Ресурси, що впливають на досягнуту частку ринку, яку займає термінал ($R_i, i = 1 \dots Nr$);

- Ресурси, що впливають на темпи зростання (зменшення) частки ринку портового терміналу ($R_i, i = Nr'+1, \dots, Nr$).

Виходячи з даного поділу ресурсів і визначення комплексного показника конкурентоспроможності портового терміналу, як пари чисел (D, T) напишемо наступне:

$$D = K_D(\{Kr_i, i=1, \dots, Nr'\}; \{Wi, i=1, \dots, Nr'\}), \quad (2)$$

$$T = K_T\left(\left\{Kr_i, i=Nr'+1, \dots, Nr\right\}; \left\{Wi, i=Nr'+1, \dots, Nr\right\}\right), \quad (3)$$

$$K = \sum_{i=1}^N (Wi \cdot Ki) \quad (4)$$

де Ki - приватні показники конкурентоспроможності окремих ресурсів портового терміналу загальною кількістю N ;

Wi - вагомість окремих факторів у загальній сумі.

Комплексний оціночний показник конкурентоспроможності портового терміналу може бути розрахований як добуток показників K_D і K_T .

$$K = K_D \cdot K_T \quad (5)$$

Невідомими залишаються тільки вагові коефіцієнти Wi . В цьому випадку можна вирішити регресійну задачу підбору значень Wi так, щоб обчислені пари значень (D, T) максимально близько відповідали спостережуваними значеннями (Di, Ti) . Звичайно, при цьому значень конкурентоспроможності, що спостерігаються повинно бути на порядок більше значень, що пояснюються.

$$Kr_{i,j} = \frac{R_{i,j}}{\max(R_{i,j})} \quad (5)$$

Показник конкурентоспроможності $Kr_{i,j}$ окремого ресурсу $R_{i,j}$ портового терміналу j визначається як відношення значення даного ресурсу і розглянутого терміналу до максимального значення ресурсу виду i серед аналогічних портових терміналів $j = 1, \dots, N_{np}$.

Ключовою проблемою оцінки конкурентоспроможності будь-якого об'єкта є визначення сукупності факторів, що впливають на неї. Ці фактори повинні врахувати як структуру транспортної галузі в цілому, так і особливості конкуренції на сегменті ринку портової переробки вантажів. В роботі [5] представлена структура таких факторів, відповідно до якої конкурентоспроможність морського порту включає в себе дві групи чинників - зовнішні і внутрішні. Комплексний показник конкурентоспроможності порту пропонується розраховувати за формулою:

$$K = K_{зовн} \cdot K_{внут} \quad (6)$$

Значення $K_{зовн}$ можна визначити експертним шляхом на основі аналізу таких чинників, як географічне положення, політична і економічна стабільність, митна система, податкова політика, ступінь інтегрованості в світову транспортну мережу, загальний розвиток транспортної та логістичної інфраструктури, величина портових зборів, рівень розвитку інформаційних технологій і т. інш. Інтегральний показник внутрішньої конкурентоспроможності порту залежить від цілого ряду чинників, які можуть бути умовно розділені на чотири групи: ефективність використання виробничих ресурсів, ефективність менеджменту, конкурентоспроможність послуг і рівень персоналу. Використовуючи кореляційно-регресійний аналіз можна визначити значимість кожної з груп факторів:

$$K_{внут} = 0,017 K_{соб} + 0,068 K_{пр} + 0,064 K_{рент} + 0,851 K_{посл} \quad (5)$$

де $K_{соб}$ - відносний показник собівартості послуг;
 $K_{пр}$ - відносний показник продуктивності праці;
 $K_{рент}$ - відносний показник рентабельності послуг;
 $K_{посл}$ - відносний показник конкурентоспроможності послуг.

Висновок. Розроблений статистичний метод оцінки конкурентно-здатності портового терміналу ґрунтується на поданні комплексного оціночного показника конкурентоспроможності у вигляді функції від конкурентоспроможності окремих ресурсів, вагових коефіцієнтом і факторів зовнішнього середовища. Перелік і значення показників зовнішньої конкурентоспроможності визначаються методом експертних оцінок, а внутрішня конкурентоспроможність терміналу розраховується статистичним методом, де в якості основних факторів внутрішнього конкурентоспроможності прийняті вартість, швидкість і якість обробки судна, а результируючим показником виступає частка послуг портового терміналу в сукупності всіх порівнюваних портових терміналів.

Використання запропонованого методу дозволить не тільки оцінити рівень конкурентоспроможності даного терміналу, але і вибрати оптимальну, з точки зору підвищення конкурентоспроможності, стратегію його розвитку. Для керівництва терміналу даний метод надає механізм виявлення ключових заходів, виконання яких дозволить збільшити обсяг послуг, що надаються.

Література

1. Закон України «О морских портах» от 13.05.2012 г. // [Электронный ресурс] Режим доступа: www.zakon.rada.gov.ua
2. Лифшиц И.М. Конкурентоспособность товаров и услуг. –М.: Высшее образование, 2007. - 390 с.
3. Горбашко Е.А. Конкурентоспособность промышленной продукции. - СПб.: «СПБУЭФ», 1994. – 178 с.
4. Мазилкина, Е.И., Паничкина, Г.Г. Управление конкурентоспособностью: учебник. /Е.И. Мазилкина, Г.Г. Паничкина. –М.: Изд-во «Омега-Л», 2007. -325 с.
5. Аболентцева Н.О. Методы оценки и повышения конкурентоспособности операторов морских контейнерных терминалов // Автореферат дисс. На соискание ученой степени канд.экон.наук. Новороссийск, 2008. – 23 с.

References

1. Zakon Ukrainy «Pro mors'ki porty» vid 13.05.2012 r // [Elektronnyy resurs] Rezhym dostupu: www.zakon.rada.gov.ua
2. Lifshyts I.M. Konkurentospromozhnist' tovariv i posluh. - M.: Vyshcha osvita, 2007. - 390 s.

3. Horbashko E.A. Konkurentospromozhnist' promyslovyi produktiviyi. - SPb. : «SPbUEF», 1994. - 178 s.
4. Mazilkina, YE.I., Panichkina, H.H. Upravlinnya konkurentospromozhnistyu: pidruchnyk. YE.I., Mazilkina, H.H. Panichkina. -M. : Vyd-vo «Omega-L», 2007. -325 s.
5. Abolentseva N.O. Metody otsinky i pidvyshchennya konkurentospromozhnosti operatoriv mors'kykh konteynernykh terminaliv // Avtoreferat dys. Na zdobuttya naukovoho stupenya kand.ekon.nauk. Novorosyisk, 2008. - 23 s.

Немчук А.О., Остапчук А.А. Разработка статистического метода оценки конкурентоспособности портового терминала

В статье предложен метод определения конкурентоспособности услуг, которые представляет терминал порта. Комплексный показатель конкурентоспособности порта предлагается рассчитывать как произведение интегральных показателей конкурентоспособности внешних и внутренних факторов. Перечень и значения показателей внешней конкурентоспособности определяются методом экспертных оценок, а внутренняя конкурентоспособность терминала рассчитывается статистическим методом, где в качестве основных факторов внутренней конкурентоспособности приняты стоимость, скорость и качество обработки судна, а результирующим показателем выступает доля услуг портового терминала в совокупности всех сравниваемых портовых терминалов.

Ключевые слова: конкурентоспособность, портовые услуги, регрессионная модель.

Nemchuk O., Ostapchuk A. Development of statistical methods estimation of competitiveness the port terminal.

This paper proposes a method for determining the competitiveness of the services offered terminal port. A comprehensive index of competitiveness of the port is proposed to calculate the product of integral indicators of the competitiveness of the external and internal factors. The list and the values of external competitiveness are determined by expert assessments and internal competitiveness of the terminal is calculated by the statistical method, where the main factors of internal competitiveness adopted the cost, speed and quality of the processing vessel, and the resulting index serves the share of services of the port terminal in the aggregate of all comparable port terminals.

Keywords: competitiveness, port services, regression model

Немчук О.О. – к.т.н., доцент, проректор з наукової роботи Одеського національного морського університету Міністерства освіти і науки України.

Остапчук А.А. - Головний інженер ТОВ "ТІС-МІНДОБРИВА". Здобувач кафедри підйомно-транспортні машини і інжиніринг портового технологічного устаткування.
e-mail: anemchuk@gmail.com.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 17.03.2017

УДК 621.873

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЧАСТОТНОГО КЕРУВАННЯ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ КРАНІВ МОСТОВОГО ТИПУ

Нсженцев О.Б., Збітнєв П.В.

OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF FREQUENCY CONTROL DURING BRAKING OF BRIDGE TYPE CRANES

Nyezhtsev O., Zbitniev P.

Виконано пошук оптимальних параметрів частотного управління при гальмуванні мостового крана вантажопідійомністю 20/5 т і прольотом 28,5 м. В якості критерію оптимізації прийнята узагальнена функція бажаності, яка містить: час гальмування крана, а також максимальні динамічні навантаження, що діють на металоконструкцію крана і на вантаж. Знайдені оптимальні параметри частотного управління дозволили знизити максимальні динамічні навантаження на металоконструкцію крана і горизонтальні динамічні навантаження, що діють на вантаж, відповідно, на 48,5% і 35,1% в порівнянні з гальмуванням крана в режимі противмикання. При цьому амплітуда розгойдування вантажу після зупинки крана зменшилась у 9 разів (при довжині підвісу вантажу 8 м).

Ключові слова: мостовий кран, частотне управління, динамічні навантаження, оптимізація

Вступ. Все більше вантажопідійомних кранів випускаються з частотно-керованими електроприводами, що мають безперечні переваги в порівнянні з традиційним релейно-контакторним управлінням: більш широкий діапазон регулювання частоти обертання ротора (в тому числі - вище номінальної); висока точність і плавність регулювання швидкості механізмів; жорсткі механічні характеристики; значно менші втрати електроенергії; можливість використання більш дешевих і надійних короткозамкнених двигунів замість двигунів з фазним ротором. Однак, питання динаміки вантажопідійомних кранів з частотним управлінням (особливо у гальмівних режимах роботи) на сьогоднішній день залишаються досить малодослідженими.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Робота [1] присвячена пошуку законів оптимального управління механізмів пересування вантажопідійомальних машин. Авторами математично обґрунтовано спосіб усунення коливань вантажу при розгоні та сталому русі крана, а також синтезований раціональний спосіб управління рухом крана за допомогою

частотного перетворювача. Однак, в цій роботі розглянуто лише розгін і переміщення крана, а питання гальмування крана не досліджувалося, незважаючи на те, що розгойдування вантажу при зупинці і позиціонуванні крана є більш важливими, ніж при його розгоні.

В роботі [2] вирішена задача мінімізації середньоквадратичного значення зусилля, що діє в головній балці мостового крана, при переміщенні вантажу в горизонтальній площині. Але так само як і в попередній роботі розглянуто лише процес пуску крана.

Робота [3] присвячена пошуку оптимального керування рухом системи «кран із траверсною підвіскою - вантаж». Однак, знайдений закон має суттєві недоліки (знакозмінний характер швидкості та динамічної складової приводного зусилля, надзвичайно велика початкова величина динамічної складової приводного зусилля), які ставлять під сумнів можливість його реалізації у частотно-керованому крановому електроприводі.

У роботах [4 - 6] зроблено аналіз гальмівних процесів мостових кранів з частотно-керованим електроприводом пересування та визначено залежності динамічних навантажень при гальмуванні крана з частотним керуванням від зміни таких факторів як крок зміни частоти, час витримки на одній частоті та швидкість крана, на якій відключається двигун і спрацьовує колодкове гальмо. Однак, у цих роботах не вирішені задачі оптимізації процесу гальмування крана з частотним керуванням.

Мета статті – розвиток методики оптимізації та пошук оптимальних параметрів гальмування частотно-керованого крана мостового типу.

Матеріали і результати досліджень. Пошук оптимальних параметрів частотного керування електроприводу пересування крана здійснювався на прикладі мостового крана в/п 20/5 т за методом кругого сходження [7], що містить наступні етапи:

1. Виділення факторів, що визначають механічну характеристику приводу. В якості варійованих факторів були обрані: крок зміни частоти частотно-перетворювача ($f_{\text{ч}}$) та час витримки на одній частоті ($T_{\text{в}}$).

2. Вибір критерію оптимізації. Процес гальмування крана всебічно характеризується наступними величинами: максимальними значеннями динамічних навантажень на металоконструкцію крана P_M , горизонтальними динамічними навантаженнями P_K , що діють на вантаж і часом гальмування крану t_r з частотним управлінням приводу переміщення крану. Для вирішення багатопараметричної оптимізаційної задачі в якості узагальненого критерію використана узагальнена функція бажаності Харрінгтона D [7]. Для її побудови значення параметрів оптимізації P_M, P_K, t_r були перетворені в безрозмірну шкалу бажаності y^* , що дозволяє визначити відповідні їм приватні функції бажаності d_1, d_2, d_3 . Узагальнена функція бажаності D являє собою середнє геометричне приватних функцій d_j :

$$D = \sqrt[3]{d_1 d_2 d_3} \quad (1)$$

Для односторонніх обмежень виду $y_j \geq y_j^{\text{min}}$ (або $y_j \leq y_j^{\text{max}}$) перетворення функцій відгуку y_j в приватні функції бажаності d_j здійснюється за допомогою експоненціальної залежності (рис. 1) [7]:

$$d_j = \exp[-\exp(-y_j^*)], \quad (2)$$

де

$$y_j^* = a_{0j} + a_{1j} y_j. \quad (3)$$

Коефіцієнти a_{0j} і a_{1j} визначаються шляхом завдання двох значень кожної функції відгуку y_j , відповідним базовим значенням приватних функцій бажаності d_j . При цьому узагальнена і приватні функції бажаності змінюються від нуля до одиниці. Нуль відповідає абсолютно неприйнятному значенню параметра оптимізації, а одиниця - найкращому.

Для двостороннього обмеження виду $t_{\text{min}} \leq t_r \leq t_{\text{max}}$ перетворення значень t_r у шкалу d_j проводиться за допомогою функції [7]:

$$d_j = \exp\left[-\left(\frac{t_r - t_{\text{min}}}{t_{\text{max}} - t_{\text{min}}}\right)^w\right] \quad (4)$$

де

$$w = \frac{\ln(\ln(1/d_1^*))}{\ln\left[\frac{2 \cdot t_r^* - (t_{\text{max}} + t_{\text{min}})}{t_{\text{max}} - t_{\text{min}}}\right]}, \quad (5)$$

$$y' = \frac{2 \cdot t_r - (t_{\text{max}} + t_{\text{min}})}{t_{\text{max}} - t_{\text{min}}}. \quad (6)$$

Значенням бажаності $d_1 = 0,37$ поставлені у відповідність наступні значення часу гальмування крана: t_{min} - найменший час гальмування крана, при якому порушується контакт ходових коліс з рейками та починається рух юзом, с; t_{max} - максимальний час гальмування крана, що визначається технологічним процесом, с; $t_r^* = 8$ с поставлено у відповідність $d_1^* = 0,8$.

На рис. 1 представлені функції бажаності d_j , безрозмірна шкала y^* , а також шкали переведення параметрів оптимізації P_M, P_K, t_r в приватні функції бажаності d_1, d_2, d_3 для мостового крана вантажопідйомністю 20/5 т.

Тоді для зазначеного крана за допомогою виразів (2)-(6) одержимо залежності, що дозволяють перетворювати параметри оптимізації P_M, P_K, t_r в приватні функції бажаності d_1, d_2, d_3 :

$$d_1 = \exp[-((2 \cdot t_r - (10 + 2))/(10 - 2))^{2,164}]; \quad (7)$$

$$d_2 = \exp[-\exp(-4,617 + 0,1 P_M)]; \quad (8)$$

$$d_3 = \exp[-\exp(-4,365 + 0,174 P_K)]. \quad (9)$$

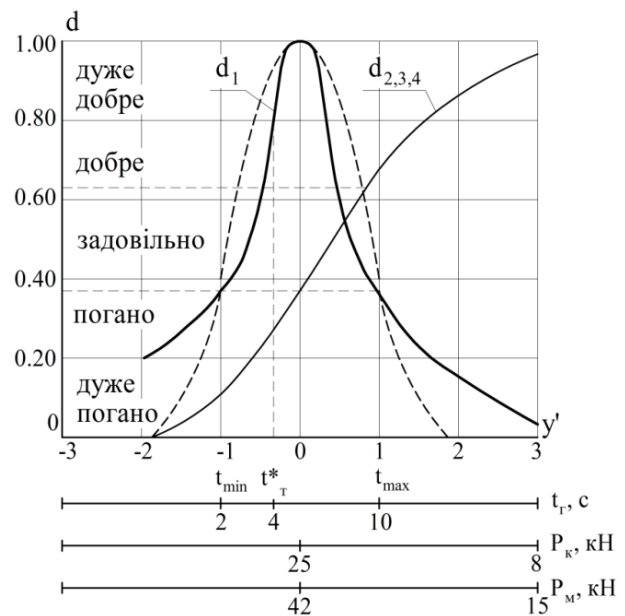


Рис. 1. Графік функції бажаності

3. Вибір математичної моделі мостового крану. Оскільки перехідні процеси вантажопідйомних кранів з достатньою для практичних розрахунків точністю описуються диференціальними рівняннями (10) [8, 9], то оптимізацію механічної характеристики електроприводу пересування вантажопідйомного крану в режимі частотно-керованого гальмування доцільно здійснювати за допомогою комп'ютерного експерименту на математичній моделі крану. Значення параметрів оптимізації P_M, P_K, t_r визначалися за результатами чисельного інтегрування (методом Рунге-Кутта) системи нелінійних диференціальних рівнянь (10), що описують процес гальмування мос-

тового крану, представленого тримасовою розрахунковою схемою (рис. 2) [8, 9]. При цьому максимальні значення змінних P_M , P_K обчислювалися шляхом порівняння на кожному кроці інтегрування відповідно до і після зупинки крану.

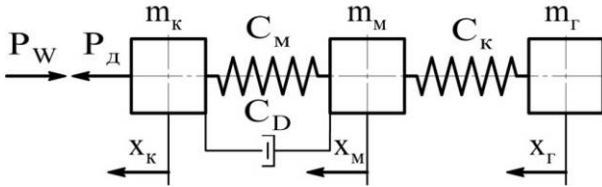


Рис. 2. Тримасова схема мостового крану

$$\begin{cases} m_k \ddot{x}_k + C_D(\dot{x}_k - \dot{x}_m) + \\ + C_M(x_k - x_m) = P_\Gamma - P_W \text{sign}(\dot{x}_k); \\ m_m \ddot{x}_m + C_K(x_m - x_g) - \\ - C_D(\dot{x}_k - \dot{x}_m) - C_M(x_k - x_m) = 0; \\ m_g \ddot{x}_g - C_K(x_m - x_g) = 0, \end{cases} \quad (10)$$

де m_k - приведені до переміщення коліс маса обертових частин привода і частина маси моста; m_m - приведена до середини прольоту маса середніх частин моста і порожнього візка; m_g - маса вантажу; C_M - коефіцієнт жорсткості металоконструкції крана в горизонтальній площині; C_D - коефіцієнт загасання коливань металоконструкції; C_K - горизонтальна складова натягу канатів при $(x_m - x_g) = 1$; P_W - сила статичного опору пересуванню крану; x_k , x_m , x_g - шляхи, що проходять відповідні маси від початку координат; P_Γ - приведена до ходових коліс сила приводу в режимі гальмування.

При частотному управлінні зведена до ходових коліс сила приводу в режимі гальмування P_Γ (з урахуванням залежності моменту двигуна M від поточних фазної напруги статора, частоти і ковзання) визначається за виразом [10-12]:

$$P_\Gamma = M \frac{u_m}{r} \eta^{\pm 1} = \frac{2M_k(1 + a \cdot s_k)}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s} + 2a \cdot s_k} \cdot \frac{u_m}{r} \eta^{\pm 1}, \quad (11)$$

де u_m - передатне число привода; r - радіус ходового колеса; m ; $\eta^{\pm 1}$ - коефіцієнт корисної дії механізму пересування крану (у руховому режимі знак «+», у гальмівних – знак «-»); M - момент двигуна, Н·м; M_k - критичний момент двигуна, Н·м, при частотному управлінні

$$M_k = \frac{3}{2} \cdot \frac{U_1^2}{\omega_{0H} x_{kH} \left[f_{1*} \rho_{1k} \pm \sqrt{(f_{1*}^2 + \rho_{1k}^2)(f_{1*}^2 + \rho_{1\mu}^2)} \right]} \quad (12)$$

с і s_k - ковзання і критичне ковзання двигуна,

$$s_k = \pm \frac{R'_2}{f_{1*} \cdot x_{kH}} \cdot \sqrt{\frac{f_{1*}^2 + \rho_{1\mu}^2}{f_{1*}^2 + \rho_{1k}^2}}; \quad (13)$$

a - коефіцієнт, що визначається за формулою

$$a = \frac{R_1 \cdot f_{1*}^2}{R'_2 \cdot (f_{1*}^2 + \rho_{1\mu}^2)}; \quad (14)$$

U_1 - поточне значення фазної напруги, В:

$$U_1 = U_{1H} \sqrt{\frac{f_{1*} \rho_{1k} \pm \sqrt{(f_{1*}^2 + \rho_{1k}^2)(f_{1*}^2 + \rho_{1\mu}^2)}}{\rho_{1k} \pm \sqrt{(1 + \rho_{1k}^2)(1 + \rho_{1\mu}^2)}}} \cdot \frac{M_c}{M_H}, \quad (15)$$

ω_{0H} - синхронна швидкість двигуна при номінальній частоті $f_{1H} = 50$ Гц, рад/с; $x_{kH} = x_1 + x'_2$ - індуктивний фазний опір короткого замикання при номінальній частоті $f_{1H} = 50$ Гц (x_1 і x'_2 - відповідно, індуктивний фазний опір обмоток статора і ротора, приведені до обмотки статора), Ом; $f_{1*} = f_1 / f_{1H}$ - відносна частота струму статора (f_1 і f_{1H} - поточне і номінальне значення частоти струму статора, відповідно, Гц); R_1 і R'_2 - активний фазний опір обмоток статора і ротора, приведені до обмотки статора, Ом; $\rho_{1k} = R_1 / x_{kH}$ і $\rho_{1\mu} = R_1 / x_{\mu H}$ - відносні величини ($x_{\mu H}$ - індуктивний опір контуру намагнічування при номінальній частоті $f_{1H} = 50$ Гц, Ом); U_{1H} - номінальне значення фазної напруги, В; M_c - момент статичного опору на валу двигуна, Н·м; M_H - номінальний момент на валу двигуна, Н·м.

4. Алгоритм пошуку оптимальної механічної характеристики кранового електроприводу в режимі частотно-керованого гальмування. Процес оптимізації на прикладі мостового крану в/п 20/5 т виконаємо методом крутого сходження [7]. Для цього апроксимуємо початкову локальну область простору D_j , поліномом

$$D = b_0 + \sum_{m=1}^k b_m z_m, \quad (16)$$

де D - оцінка узагальненого критерію, що апроксимується; z_m - кодовані значення варійованих факторів ($h_{\text{ч}}$ і $T_{\text{в}}$); b_0, b_m - коефіцієнти регресії; k - число факторів.

У табл. 1 представлені умови проведення повного факторного експерименту типу 2^k , а в табл. 2 - його результати.

Таблиця 1

Рівні факторів та інтервали варіювання

| Рівні факторів та інтервали варіювання | $T_{в, с}$ | $h_{ч, Гц}$ |
|--|------------|-------------|
| Код (z_m) | z_1 | z_2 |
| Основний рівень ($z_m = 0$) | 0,13 | 1,2 |
| Інтервал варіювання (Δz_m) | 0,02 | 0,2 |
| Верхній рівень ($z_m = +1$) | 0,15 | 1,4 |
| Нижній рівень ($z_m = -1$) | 0,11 | 1,0 |

За результатами комп'ютерного експерименту розраховано коефіцієнти регресії за формулою:

$$b_m = (\sum_{i=1}^N z_{mi} D_i) / N, \quad (17)$$

$$m = 0, 1, \dots, k; \quad i = 1, 2, \dots, N$$

і отримано рівняння регресії, що зв'яже узагальнений критерій з варійованими факторами

$$D = 0,81 + 0,062z_1 - 0,072z_2. \quad (18)$$

Оскільки нами проводився комп'ютерний експеримент, то перевірку адекватності рівняння регресії (18) неможливо здійснити за традиційним критерієм Фішера, оскільки помилка повторних «дослідів» в кожній точці плану (тобто помилка повторного обчислення на комп'ютері) практично дорівнює нулю і, отже, дисперсія дослідів також дорівнює нулю. Тому ступінь розсіювання оцінок узагальненого критерію оптимізації рівняння (18) і наступних рівнянь регресії оцінювалася коефіцієнтом варіації за формулою

$$\rho = \frac{1}{b_0} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (D_i - D_p)^2}{N - \lambda}} \leq \alpha, \quad (19)$$

де λ - число коефіцієнтів рівняння регресії; α - рівень значущості (зазвичай приймають рівним 0,05). Рівняння регресії вважається адекватним, якщо $\rho < \alpha$. В даному випадку коефіцієнт варіації ρ виявився рівним 0,047, що свідчить про адекватність рівняння (18).

За базовий фактор було прийнято z_2 з кроком руху у напрямку оптимуму $h_2 = -0,05$ Гц. Для фактора z_1 крок h_1 , рівний 0,0043, розрахований за виразом:

$$\Delta_1 = \Delta_2 \cdot \frac{b_1 \cdot \Delta T_{в}}{b_2 \cdot \Delta h_{ч}} =$$

$$= -0,05 \cdot \frac{(0,062) \cdot 0,02}{-0,072 \cdot 0,2} = 0,0043. \quad (20)$$

Рух до оптимуму здійснювався від центру плану (основного рівня) по точках, координати яких визначалися за виразами:

$$h_{ч} = 1,2 - 0,05n; \quad T_{в} = 0,13 + 0,0043n, \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

Результати серії дослідів крутого сходження, що наведені в табл. 3 показали: значення критерію D, отримане в четвертому досліді і рівне 0,910 вище, ніж найкращий результат в локальній області (0,894).

На рис. 3 та рис. 4 наведено графіки перехідних процесів мостового крана в/п 20/5 т в режимах, відповідно, гальмування противмиканням електродвигунів (рис. 3) та частотно-керованого гальмування за знайденою оптимальною характеристикою (рис. 4).

Таблиця 2

План і результати повного факторного експерименту

| № | z_1 | z_2 | $T_{в, с}$ | $h_{ч, Гц}$ | $t_{Г, с}$ | $P_{м, кН}$ | $P_{к, кН}$ | d_1 | d_2 | d_3 | d | D_p |
|---|-------|-------|------------|-------------|------------|-------------|-------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1 | -1 | -1 | 0,11 | 1,0 | 5,62 | 27,2 | 16,06 | 0,994 | 0,822 | 0,811 | 0,872 | 0,851 |
| 2 | 1 | -1 | 0,15 | 1,0 | 7,46 | 22,47 | 12,23 | 0,893 | 0,890 | 0,898 | 0,894 | 0,894 |
| 3 | -1 | 1 | 0,11 | 1,4 | 4,38 | 38,4 | 22,15 | 0,868 | 0,512 | 0,546 | 0,624 | 0,646 |
| 4 | 1 | 1 | 0,15 | 1,4 | 5,51 | 29,2 | 16,51 | 0,989 | 0,784 | 0,798 | 0,852 | 0,833 |

Таблиця 3

Серія дослідів крутого сходження

| № | $T_{в, с}$ | $h_{ч, Гц}$ | $t_{Г, с}$ | $P_{м, кН}$ | $P_{к, кН}$ | d_1 | d_2 | d_3 | D |
|---|------------|-------------|------------|-------------|-------------|-------|-------|-------|-------|
| 1 | 0,130 | 1,20 | 5,56 | 28,15 | 16,32 | 0,992 | 0,805 | 0,803 | 0,862 |
| 2 | 0,1343 | 1,15 | 5,90 | 26,2 | 15,24 | 1,00 | 0,838 | 0,834 | 0,888 |
| 3 | 0,1386 | 1,10 | 6,33 | 24,5 | 14,24 | 0,995 | 0,865 | 0,859 | 0,904 |
| 4 | 0,1429 | 1,05 | 6,80 | 22,9 | 13,30 | 0,970 | 0,885 | 0,879 | 0,910 |
| 6 | 0,1472 | 1,00 | 7,32 | 22,4 | 12,43 | 0,913 | 0,891 | 0,895 | 0,900 |

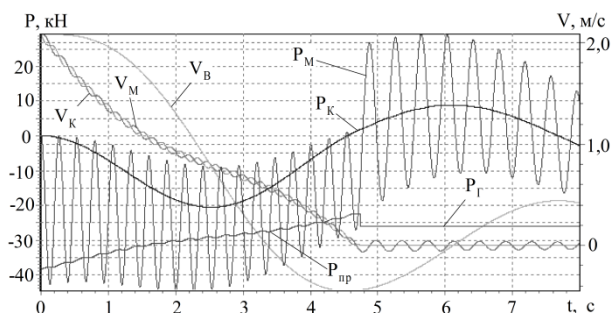


Рис. 3. Графіки процесу гальмування мостового крана в/п 20/5 т в режимі противмикання

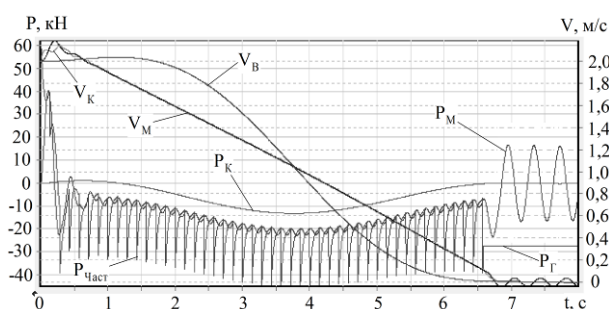


Рис. 4. Графіки процесу гальмування мостового крана в/п 20/5 т в режимі частотно-керованого гальмування за оптимальною характеристикою

Аналіз графіків на рис. 3 і рис. 4 показує, що оптимізація механічних характеристик приводу пересування крана з частотним керуванням виявилася дуже успішною та дозволила знизити максимальну величину горизонтальних динамічних навантажень на металоконструкцію крана P_M і горизонтальних динамічних навантажень P_K , що діють на вантаж, відповідно, на 18,7% та на 18,5% у порівнянні з основним рівнем (табл. 3, дослід 1).

Порівняння ж отриманих результатів з гальмуванням крана в режимі противмикання показав зменшення максимальної величини горизонтальних динамічних навантажень на металоконструкцію крана P_M і горизонтальних динамічних навантажень P_K , що діють на вантаж, відповідно на 48,5% та на 35,1%, а амплітуда розгойдування вантажу після зупинки крана при цьому зменшилась у 9 разів та склала лише 15 мм при довжині підвісу вантажу 8 м.

Висновки. 1. Розроблена методика оптимізації механічних характеристик кранового електроприводу є ефективним інструментом підвищення техніко-економічних показників вантажопідійомних кранів і може застосовуватися як для кранів, що експлуатуються так і для машин, які знаходяться на стадії проектування.

2. Істотно знизити динамічні навантаження і підвищити продуктивність вантажопідійомних кранів можна шляхом оптимізації механічних характеристик електроприводу пересування за узагальненим критерієм, що містить параметри динамічних навантажень і продуктивності.

3. В результаті оптимізації параметрів частотного керування мостового крана в/п 20/5 т, вдалося знизити динамічні навантаження на металоконструкцію крана на 35- 48%, а амплітуду розгойдування вантажу після зупинки крана - в 9 разів у порівнянні з гальмуванням противмиканням.

Література

1. Ловейкін В.С. Динамічна оптимізація режиму руху кранового механізму переміщення / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Підйомно-транспортна техніка. - 2013. - № 3. - С. 5 - 21.
2. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідного процесу пуску механізму переміщення мостового крана за критерієм середньоквадратичного значення зусилля у мостовій балці / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, В.В. Крушельницький // Підйомно-транспортна техніка. - 2015. - № 3. - С. 27 - 35.
3. Ловейкін В.С. Оптимізація руху вантажопідійомного крана із траверсною підвіскою вантажу методом динамічного програмування / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Машинобудування. - 2012. - № 10. - С. 15 - 32. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Mashbud_2012_10_4.
4. Збітнев П.В. Зниження динамічних навантажень при гальмуванні мостового крана з частотним керуванням / П.В. Збітнев, О.Б. Неженцев // Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 17-18 листоп. 2016.) / Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. - Тернопіль: ТНТУ, 2016. - С. 207 - 208.
5. Збітнев П.В. К вопросу снижения динамических нагрузок при торможении частотно-управляемого мостового крана / П.В. Збитнев, А.Б. Неженцев // Майбутній науковець – 2016: матеріали всеукр. наук.-практ. конф. 2 груд. 2016 р., м. Северодонецьк. Ч.ІІ. – Северодонецьк: Східноукр. нац. ун-т ім. В.Даля, 2016. – С. 102-105.
6. Zbitniev P. Analysis of the dependence between loads of an overhead crane and the parameters of a frequency control / P. Zbitniev, O. Nyzhentsev // International Scientific-Practical Conference of Young Scientists «BUILD-MASTER-CLASS-2016», 16-18 of November 2016 in KNUGA. – Kyiv: KNUGA, 2016. – P. 181.
7. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
8. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
9. Неженцев А.Б. Оптимизация механических характеристик привода передвижения мостового крана в режиме двухступенчатого противовключения / А.Б. Неженцев, П.В. Збитнев // Вісник Східноукраїнського національного ун-ту ім. В.Даля, №7(224). – Северодонецьк: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2015. – С. 36-42.
10. Основы автоматизированного электропривода. Учеб. пособие для вузов / М.Г. Чиликин, М.М. Соколов, В.М. Терехов, А.В. Шинянский. – М.: Энергия, 1974. – 568 с.
11. Збітнев П.В. Математическая модель приведенной силы электропривода крана с частотным управлением / П.В. Збитнев, А.Б. Неженцев // Молода наука. Технологія машинобудування: збірник наукових праць всеукраїнської науково-технічної конференції студентів і молодих вчених / за заг. ред. С.В. Ковалевського, д-ра техн. наук, проф. – Краматорськ: ДДМА, 2016. – С. 85-87.

12. Збітнев П.В. Математична модель приведеної сили електропривода крана з частотним управлінням / П.В. Збітнев, О.Б. Неженцев // Тези доповідей всеукраїнської наук.-техн. конф. молодих вчених та студентів «Інновації молоді - машинобудуванню». Секція «Машинобудування», підсекція «Прикладна механіка». – К.: НТУУ «КПІ», 2016. – С. 23 - 25.

References

1. Loveikin V.S. Dynamichna optymizatsiia rezhymu rukhu kranovoho mekhanizmu peremishchennia / V.S. Loveikin, Iu.O. Romasevych // Pidionno-transportna tekhnika. - 2013. - № 3. - S. 5-21.
2. Loveikin V.S. Optymizatsiia perekhidnoho protsesu posku mekhanizmu peremishchennia mostovoho kрана za kryteri-iem serednokvadratynoho znachennia zusyillia u mostovii baltsi / V.S. Loveikin, Iu.O. Romasevych, V.V. Krushelny-tskiy // Pidionno-transportna tekhnika. - 2015. - № 3. - S. 27-35.
3. Loveikin V.S. Optymizatsiia rukhu vantazhopidionnoho kрана iz traversnoi pidviskoiu vantazhu metodom dynamichnoho prohramuvannia / V.S. Loveikin, Iu.O. Romasevych // Mashynobuduvannia. - 2012. - № 10. - S. 15-32. - Rezhym dostupu: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Mashbud_2012_10_4.
4. Zbitniev P.V. Znyzhennia dynamichnykh navantazhen pry halmuvanni mostovoho kрана z chastotnym keruvanniam / P.V. Zbitniev, O.B. Niezhentsev // Aktualni zadachi suchasnykh tekhnologii : zb. tez dopovidei mizhnar. nauk.-tekhn. konf. Molodykh uchenykh ta studentiv, (Ternopil, 17–18 lystop. 2016.) / Tern. natsion. tekhn. un-t im. I. Puliui [ta in]. – Ter-nopil: TNTU, 2016. – S. 207-208.
5. Zbitniev P.V. K voprosu snyzhenia dynamycheskykh nahruzok pry tormozhenii chastotno-upravliaemoho mostovoho kрана / P.V. Zbitniev, A.B. Nezhentsev // Maibutnii na-ukovets – 2016: materialy vseukr. nauk.-prakt. konf. 2 hrud. 2016 r., m. Sievierodonetsk. Ch.II. – Sievierodonetsk: Skhidnoukr. nats. un-t im. V.Dalia, 2016. – S. 102-105.
6. Zbitniev P. Analysis of the dependence between loads of an overhead crane and the parameters of a frequency control / P. Zbitniev, O. Nyezhenstev // International Scientific-Practical Conference of Young Scientists «BUILD-MASTER-CLASS-2016», 16-18 of November 2016 in KNUGA. – Kyiv: KNUGA, 2016. – P. 181.
7. Adler Ju.P. Planirovanie eksperimenta pri poiske optimal'nykh uslovij / Ju.P. Adler, E.V. Markova, Ju.V. Granovskij. – M.: Nauka, 1976. – 279 s.
8. Lobov N.A. Dinamika gruzopodemnykh kранov / N.A. Lobov. – M.: Mashinostroenie, 1987. – 160 s.
9. Nezhentsev A.B. Optymizatsiia mekhanicheskikh harakteristik privoda peredvizhenija mostovoho kрана v rezhime dvuhstupenchatogo protivovkljuchenija / A.B. Nezhentsev, P.V. Zbitniev // Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho un-tu im. V.Dalia, №7(224). – Sievierodonetsk: Vyd-vo SNU im. V.Dalia, 2015. – S. 36-42.
10. Osnovy avtomatizirovannogo elektroprivoda. Ucheb. posobie dlja vuzov / M.G. Chilikin, M.M. Sokolov, V.M. Terehov, A.V. Shinjanskij. – M.: Energija, 1974. – 568 s.
11. Zbitniev P.V. Matematicheskaja model' privedennoj sily jelektroprivoda kрана s chastotnym upravleniem / P.V. Zbitniev, A.B. Nezhentsev // Moloda nauka. Tekhnolohiia mashynobuduvannia: zbirnyk naukovykh prats vseukrainskoi naukovykh-konferentsii studentiv i molodykh vchenykh / za zah. red. S.V. Kovalevskoho, dra tekhn. nauk, prof. – Kramatorsk: DDMA, 2016. – С. 85-87.

12. Zbitniev P.V. Matematychna model pryvedenoj sily elektroprivoda kрана z chastotnym upravlinniam / P.V. Zbitniev, O.B. Niezhentsev // Tezy dopovidei vseukrainskoi nauk.-tekhn. konf. molodykh vchenykh ta studentiv «Innovatsii molodi - mashynobuduvanniu». Sektsiia «Mashynobuduvannia», pidseksiia «Prykladna mekhanika». – K.: NTUU «KPI», 2016. – S. 23-25.

Неженцев А.Б., Збитнев П.В. Оптимизация параметров частотного управления при торможении крана мостового типа

Выполнен поиск оптимальных параметров частотного управления при торможении мостового крана грузоподъемностью 20/5 т и пролетом 28,5 м. В качестве критерия оптимизации принята обобщенная функция желательности, которая содержит: время торможения крана, а также максимальные динамические нагрузки, действующие на металлоконструкцию крана и на груз. Найденные оптимальные параметры частотного управления позволили снизить максимальные динамические нагрузки на металлоконструкцию крана и горизонтальные динамические нагрузки, действующие на груз, соответственно, на 48,5% и 35,1% по сравнению с торможением крана в режиме противовключения. При этом амплитуда раскачивания груза после остановки крана уменьшилась в 9 раз (при длине подвеса груза 8 м).

Ключевые слова: мостовой кран, частотное управление, динамические нагрузки, оптимизация.

Nyezhenstev O., Zbitniev P. Optimization of parameters of frequency control during braking of bridge type cranes

A growing number of cranes are available with a frequency-controlled electric drives today, which have undoubted advantages over the traditional relay-contactor control. But the dynamics issues of braking modes of frequency-controlled cranes are still unresolved. So, searching of optimal parameters of braking of frequency-controlled bridge crane carrying capacity 20 t and a span of 28.5 m was performed. Optimizing was performed on the nonlinear mathematical model of the bridge crane, which was submitted as a three-mass design scheme. Method of steep ascension was applied to this end. The desirability of a generalized function, which comprising deceleration time of the crane, maximum dynamic loads arising in metal construction and on cargo during braking was adopted as an optimization criterion. The best parameters of the frequency converter were found. It have allowed to reduce dynamic loads arising in the metal structure of the crane for 48,5% and dynamic loads arising on cargo decreased for 35,1%. The amplitude of sway of cargo decreased of nine compared with the braking in the plugging brake mode.

Keywords: bridge crane, frequency control, dynamic loads, optimization.

Неженцев О.Б. – к.т.н., доцент кафедри прикладної механіки, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", м. Київ, Україна, e-mail: nezhentsev@meta.ua
Збітнев П.В. – аспірант кафедри залізничного, автомобільного транспорту і підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет ім. В.Далія, м. Северодонецьк, Україна, e-mail: zbitniev@gmail.com

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

УДК: 629.423.2, 62-597.3

ЗАСТОСУВАННЯ КОМПОЗИЦІЙНИХ ГАЛЬМІВНИХ КОЛОДОК З ЧАВУННИМИ ВСТАВКАМИ ДЛЯ КОЛІСНИХ ПАР З БАНДАЖЕМ

Дубравін Ю.Ф., Пилипенко А.Є.

APPLICATION OF COMPOSITE BRAKE BLOCKS WITH CAST IRON INSERT FOR BOGIES OF BANDAGE

Dubravın Y., Pylypenko A.

У статті розглянуто дослідження інноваційної гальмівної колодки композиційної з чавунними вставками яка може застосовуватись для колісних пар з бандажем, що має в собі збільшений життєвий ресурс та позитивно впливає на поверхню бандажу в експлуатації.

Ключові слова: гальмівної колодки, збільшений життєвий ресурс, чавунними вставками, бандажу.

Вступ. Колодочній системі гальма стільки років, скільки самій залізниці, але, на відміну від дискового гальма, він і в даний час є найпоширенішим гальмівним вузлом на залізничних вагонах і локомотивах. Від них залежить ефективність гальмування і це визиває ряд серйозних вимог до їх якості та характеристик

Гальмівні колодки в основному виготовляються двох видів: чавунні та композиційні. Композиційні гальмівні колодки, в порівнянні з застарілими чавунними, отримали значно ширше застосування, так як вони мають більш високий коефіцієнт тертя, менше зусилля натискання, в кілька разів вищий термін служби, меншу вагу і вартість, а також забезпечують безшумне і плавне гальмування поїзда.

Аналіз проблеми. Однак при експлуатації гальмівних колодок спостерігають на наявність стабільного і високого коефіцієнта тертя в широкому діапазоні швидкості та сил натиску, мінімального зносу на одиницю гальмівного шляху для зменшення об'єму робіт по заміні колодок на рухомому складі, можливості тривалого гальмування без втрати фрикційних властивостей, відсутність неприпустимих теплових та інших впливів на колісну пару, що ушкоджують їх поверхню, незмінність фрикційних характеристик при попаданні вологи на колодки, простота установки при заміні через зношування або зміни типу гальмівних колодок, а також знижують коефіцієнт його зчеплення з рейками, відсутність

шкідливих для людини продуктів зносу і можливості самозаймання колодок.

Виклад основного матеріалу дослідження. Понад сорок років вчені та інженери багатьох країн вирішували завдання об'єднання переваг чавунних і композиційних колодок. Нарешті ця задача вирішена та розроблено гальмівні колодки композиційні з чавунними вставками.

Колодка має дві рознесені чавунні вставки та основний композиційний матеріал який розміщений на металевому каркасі (рис.1). Така комбінація дозволяє підвищити ресурс експлуатації колодки порівнюючи з чавунною колодкою типу «Ф» та забезпечити тепловідвід від колеса в процесі гальмування, що важливо для колісних пар з бандажем.



Рис. 1. Колодка композиційна з чавунними вставками

В умовах регіональної філії «Південно-Західної залізниці» виробничого підрозділу Моторвагонного депо Фастів-1 починаючи з 15.01.2016р. розпочаті експлуатаційні випробування гальмівних колодок з чавунною вставкою дет. 2ТР-156 виробництва ТОВ «БЦ завод ТРІБО» на електропоїздах серії ЕР-9в/і та ЕПЛ-9т з метою вирішення питання впровадження на моторвагонному рухомому складі. Експлуатаційні випробування включають в себе передетапні випробування, випробування першого та другого етапу.

Передетапні випробування проводились на одному візку моторного вагона двох серій електропоїздів. Зауважень щодо впливу колодок на поверхню

кочення колісної пари, виникнення механічних пошкоджень дослідних колодок, переносу металу з колеса на робочу поверхню колодки, зсуву посадки бандажу відносно колісного центру не виявлено (рис.2). Результати перед етапних випробувань колодок наведенні в (табл. 1)



Рис. 2. Експлуатація гальмівних колодок на вагоні серії EP-9м

Таблиця 1

| № п/п | Вагон серії | Середній коефіцієнт зносу колодок мм/1000 км | |
|-------|-------------|--|---------------------------------|
| | | Чавун типу «Ф» | Композит з чавуном типу 2ТР-156 |
| 1 | EP-9м | 3,28 | 0,96 |
| 2 | ЕПЛ-9т | 3,77 | 1,14 |

Орієнтовно на вагоні серії EP-9м гальмівних колодок композиційних з чавунними вставками типу 2ТР-156 вистачає на 40-41 тис км., а чавунних типу «Ф» на 13-14 тис км., на вагоні серії ЕПЛ-9т гальмівних колодок композиційних з чавунними вставками типу 2ТР-156 вистачає на 22-34 тис км., а чавунних типу «Ф» на 12-16 тис км.

Відсутність зауважень та позитивних результатів випробувань було розпочато перший етап випробувань.

Перший етап включає в себе експлуатацію гальмівних колодок на двох секціях в яких задіяний головний, причіпний та два моторних вагона.

Результати першого етапу випробувань колодок наведенні в табл. 2

Таблиця 2

| №п/п | Вагон серії | Середній коефіцієнт зносу колодок мм/1000 км | | |
|------|-------------|--|-----------------|----------------|
| | | Головний вагон | Причіпний вагон | Моторний вагон |
| 1 | EP-9м | 0,6 | 0,17 | 0,95 |
| 2 | ЕПЛ-9т | 2,86 | 1,97 | 3,03 |

Орієнтовно на електропоїзді серії EP-9м гальмівних колодок композиційних з чавунними вставками типу 2ТР-156 на головному вагонів вистачає на 69 тис км. на моторному вагоні 49тис.км. а на причіпному 239 тис. км. Ресурс гальмівник колодок з чавунними вставками на моторному вагоні складає

чотири місяці, на головному вагоні вісім місяців, експлуатація на причіпному вагоні орієнтовно складає більше року.

На електропоїзді серії ЕПЛ-9т орієнтовно пробіг на всіх вагонах складає 40 тис. км. При випробуваннях виникали випадки сповзання колодок за бандаж, виявлення перегріву гальмівних колодок і фіксування системами КТСМ, також виявлення зауважень до композиційного матеріалу на різних вагонах. Даний випадок можна залишити через конструкційну особливість даного електропоїзду (збільшену вагу, конструкція ГВП, тощо), експлуатації на даній серії гальмівних колодок бажаних результатів не виявлено хоча ефект гальмування був аналогічний ніж при застосуванні чавунних колодок. На даний час розроблено новий композиційний матеріал який не має властивості до розвитку тріщин, що дозволить продовжити експлуатаційні випробування та досягти бажаного результату.

Враховуючи позитивні результати першого етапу випробувань було розпочато другий етап.

Другий етап включає в себе експлуатацію гальмівних колодок на чотирьох секціях в яких задіяний два головних, причіпних та моторних вагона.

Проміжні результати другого етапу випробувань колодок наведенні в табл. 3

Таблиця 3

| №п/п | Вагон серії | Середній коефіцієнт зносу колодок мм/1000 км | | |
|------|-------------|--|-----------------|----------------|
| | | Головний вагон | Причіпний вагон | Моторний вагон |
| 1 | EP-9м | 0,55 | 0,5 | 0,9 |

Орієнтовний ресурс на головному вагоні складає 80 тис км. на моторному вагоні 45 тис. км. а на причіпному 88 тис .км.

Електропоїзд на якому проводиться другий етап випробувань має пробіг в 31 тис. км. при якому знос колодок має наступний характер (рис.3)



Рис. 3. Знос колодок

На графіку видно, що знос колодок на головному та причіпному вагоні майже однаковий ніж на моторному вагоні.

Випробовування комбінованих колодок ніяк не по впливали на поверхню кочення коліс, різкого зменшення товщини бандажів не виявлено (рис. 4), перенос металу з колеса на робочу поверхню колодки відсутні.

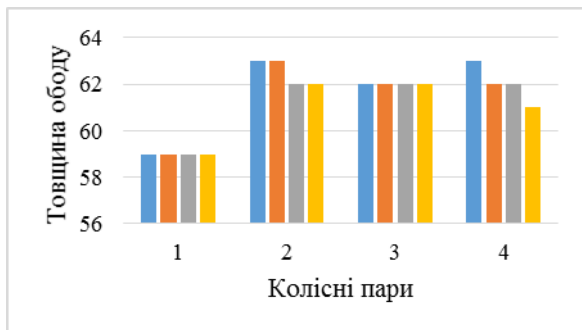


Рис. 4. Різниця товщини ободу колісних пар головного вагона

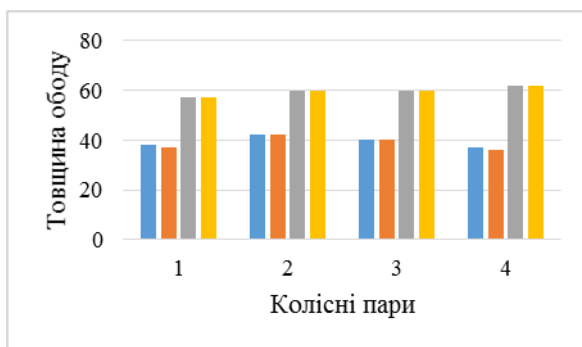


Рис. 5. Різниця товщини ободу колісних пар прицепних вагонів

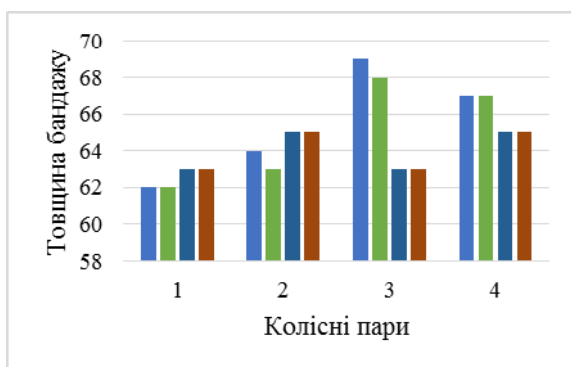


Рис. 4 Різниця товщини бандажів моторного вагона

Висновки та пропозиції. Результати випробувань композиційних колодок з чавунними вставками порівнюючи з чавунною колодкою підтверджують мінімального зносу колодки, що зменшує об'єм роботи по заміні колодок, плавність та безшумність гальмування, відсутність неприпустимих теплових та других впливів на колісну пару, відсутності струмопровідних часток (пилу від чавунних колодок) що позитивно впливає на роботу електричних машин. Також при виконанні екстреного гальмування гальмівний шлях зменшується на 10-15%.

Література

1. Мурадян Л. А., ВинстротБерндУве, Муковоз С.П., Випробування перспективних гальмівних колодок на залізницях України [Електронний ресурс] / Статті КВАГ – Режим доступа: <http://eadnurt.diit.edu.ua/bitstream/123456789/4210/1/1.pdf>.
2. Тормозные колодки для электропоездов: чугунные или композиционные / Э. И. Галай [и др.] // Локомотив. — 2005.
3. Анализ тормозных испытаний электропоезда с применением математических моделей /Ю. Я. Водяников, А. М. Сафонов, Т. В. Шелейко и др. // Залізничний транспорт України. – 2013. –№ 5/6. – С. 29 – 39. № 6. — С. 34 – 35.

References

1. Muradyan L.A., Vynstrot Bernd Uve, Mukovoz S.P. testing prospective brake pads on the railways of Ukraine [Electronic resource] / Article quagga - Access: <http://eadnurt.diit.edu.ua/bitstream/123456789/4210/1/1.pdf>.
2. Brake pads for electric trains: cast iron or composite / EI Galai [and others] // Lokomotiv. - 2005.
3. Analysis of braking tests of an electric train using mathematical models / Yu. Ya. Vodyannikov, AM Safonov, TV Sheleika, and others // Zaliznichny transport of Ukraine. - 2013. -No. 5/6. - P. 29 - 39. № 6. - P. 34 - 35.

Дубравин Ю.Ф., Пилипенко А.С. Применение композиционных тормозных колодок с чугунными вставками колесных пар с бандажом.

В статье рассмотрены исследования инновационной тормозной колодки композиционной с чугунными вставками которая может применяться для колесных пар с бандажом что имеет в себе увеличенный жизненный ресурс и положительно воздействует на поверхность бандажа в эксплуатации.

Ключевые слова: тормозной колодки, увеличенный жизненный ресурс, чугунными вставками, бандажа.

Dubravin Y., Pylypenko A. Application of composite brake blocks with cast iron insert for bogies of bandage.

The article deals with the research of an innovative brake shoe composite with cast iron inserts that can be used for wheel pairs with a bandage that has an increased life-time and positively affects the surface of the shroud in service.

Keywords: brake pads, increased life resource, cast-iron inserts, bandage.

Дубравин Ю.Ф. – к.т.н., доц. кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць» Державного економіко-технологічного університету транспорту.

Пилипенко А.С. – аспірант «Тяговий рухомий склад залізниць» Державного економіко-технологічного університету транспорту, e-mail: aepilipenko@gmail.com

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 13.03.2017

УДК 656.13, 612.821

ЩОДО ВПЛИВУ УМОВ РУХУ НА ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ СТАН ВОДІЯ АВТОБУСА**Постранський Т.М.****REGARDING THE IMPACT OF TRAFFIC CONDITIONS
ON THE BUS DRIVER'S FUNCTIONAL STATE****Postranskyy T.**

У статті розглянуто проблематику щодо підвищення безпеки руху маршрутних транспортних засобів (автобусів) шляхом удосконалення існуючих графіків роботи та відпочинку водіїв, що враховуватимуть показники його функціонального стану. Для цього проведено аналіз роботи водіїв автобусів з використанням приладів щодо запису електрокардіограми. На основі цього встановлено динаміку зміни показника активності регуляторних систем водіїв які керували транспортними засобами у різних дорожніх умовах руху.

Ключові слова: умови руху, функціональний стан, електрокардіограма, варіабельність серцевого ритму, показник активності регуляторних систем.

Вступ. Враховуючи тенденції розвитку транспортної галузі та збільшення участі автомобільного транспорту у перевезеннях як вантажів, так і пасажирів, зростає потреба у забезпеченні належного функціонування усіх ланок системи «водій - автомобіль – дорога – середовище» (ВАДС). Слід зазначити, що з кожним роком все стрімкіше покращуються техніко-експлуатаційні показники як автомобільних доріг, так і транспортних засобів, але водій і надалі залишається найменш вивченою та прогнозованою ланкою системи ВАДС.

Як свідчить статистика у більшості випадків саме водій та його дії є причиною виникнення дорожньо-транспортних подій (ДТП). При цьому передумовами скоєння ДТП можуть бути як порушення правил дорожнього руху водієм чи умов його роботи, так і його функціональний стан [1]. Особливо гострим це питання постає під час аналізу ДТП за участю транспортних засобів для перевезення пасажирів.

Відповідно до цього виникає завдання щодо дослідження чинників впливу на функціональний стан водія та встановлення відповідних закономірностей. Це дає змогу удосконалювати існуючі методи організації дорожнього руху та враховувати показники функціонального стану водія під час планування їх графіків роботи та відпочинку.

Постановка проблеми. Враховуючи складність та відповідальність роботи водія, особливо під час перевезення пасажирів, зростає необхідність щодо визначення та дослідження основних психофізіологічних показників водія, які можуть адекватно відображати вплив зовнішніх чинників руху на його функціональний стан. Це зумовлено тим, що під дією негативних чинників впливу водій може перебувати у стані надмірного напруження, приймати хибні рішення, нехтувати правилами дорожнього руху, втрачати контроль над транспортним процесом тощо. Зазвичай, це є передумовою ДТП із наслідками різної важкості. Також, слід зазначити, що саме від дій водія залежить безпека всіх учасників дорожнього руху та якість надання послуг щодо перевезення як пасажирів, так і вантажів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Безвідмовна робота транспортної системи залежить від дії різного роду чинників. До таких можна віднести і психофізіологічні показники водія, як оператора транспортного процесу. Вагомість водія та його дій у системі ВАДС відзначали та досліджувала велика кількість як вітчизняних, так і закордонних науковців. У роботах Долі В. К. та Давідіча Ю. О. наведено факти, що підтверджують вагомість транспортних досліджень такого роду [2-4]. Вони досліджували вплив як параметрів технологічного процесу перевезення, так і умов руху на функціональний стан водія. Лобанов Є. М. у своїй дослідженнях [5] аналізує різного роду чинники та їх вплив на психофізіологічні показники водія. Ним встановлено та проаналізовано зміни показників, що характеризують функціональний стан водія, в залежності від параметрів автомобільної дороги, відстані видимості, швидкості опрацювання інформації тощо. Також ним встановлено зміну надійності роботи водія від показників роботи серцево-судинної системи водія. Дослідженням психофізіологічних показників водія та їх впливом на надійність його роботи займалися Saroj K. L. Lal., Louise A. Reyner, Matthias Gobel та інші [6-8].

Усі ці результати досліджень свідчать про вагомість ланки водій системи ВАДС та її вплив на роботу системи в цілому.

Мета статті. У роботі наведено аналіз впливу умов в яких працює водій на його функціональний стан, а саме на показник активності регуляторних систем (ПАРС). Проведено порівняння впливу місцевості в якій пролягає автомобільна дорога, показників транспортного потоку та характеристик транспортних засобів на функціональний стан водія.

Основний зміст. Для підвищення рівня безпеки руху на сьогоднішній день недостатньо використовувати лише «традиційні методи дослідження». Необхідно враховувати водія та його показники, як важливу ланку транспортного процесу [5].

Дослідження функціонального стану водія проводилися з використанням Холтерівської системи моніторингу CardioSens. За допомогою цього проводився запис електрокардіограми (ЕКГ) водія під час його роботи. У якості індикатора функціонального стану водія на основі запису ЕКГ використано математичний та статистичний аналіз варіабельності серцевого ритму (ВСР). Цей показник являє собою одну з основних властивостей біологічних процесів людини, які відображають необхідність пристосування та адаптації організму до дії зовнішніх чинників впливу.

Оцінка ВСР проводилася з використанням даних, отриманих з запису ЕКГ відповідно до методики запропонованої Р. М. Басвським [9]. З її допомогою можна проводити аналіз роботи серцево-судинної системи та встановлювати навіть найменші зміни, які відбуваються в організмі людини і, відповідно, характер впливу тих чи інших чинників на ФС.

Безпосередньо перед виїздом транспортного засобу у відповідних бланках здійснювалася фіксація інформації про водія та параметри транспортного засобу. Також транспортні засоби обладнувалися відеокамерою та GPS-трекером, які фіксували дані щодо умов руху. Дослідження функціонального стану водіїв проводилися з урахуванням таких вимог:

- безперервний запис ЕКГ водія;
- виконання специфічних завдань притаманних професійній діяльності;
- професійна мотивація під час проведення дослідів;
- перевірка достовірності отриманих даних.

Усі чинники, що впливають на водія під час його роботи розділено на три групи (рис. 1).

При цьому, групу чинників, що характеризують умови пролягання маршруту руху поділено залежно від місцевості, в якій знаходиться автомобільна дорога. Групу чинників, що характеризують транспортний засіб розділено залежно питомій потужності автобуса. Групу чинників, що характеризують транспортний потік, розділено залежно рівня завантаження автомобільної дороги.

Показником, що відображав функціональний стан водія обрано ПАРС. Він відображає активацію адаптаційних механізмів організму на дію певних

чинників впливу та різного роду навантажень. ПАРС визначається на основі таких проміжних показників [9]:

- сумарний ефект регуляції;
- функція автоматизму;
- вегетативний гомеостаз;
- стійкість регуляції;
- активність нервових центрів.

Він оцінюється умовними одиницями за десятибальною шкалою [9]:

- 1, 2, 3 – стан регуляторних систем в межах оптимального напруження, яке необхідне для взаємодії організму людини з середовищем;
- 4, 5 – помірне напруження, при якому організм потребує додаткових функціональних резервів для адаптації до умов середовища;
- 6, 7 – виражене напруження регуляторних систем, при якому мобілізуються захисні механізми організму;
- 8,9,10 – стан виснаження регуляторних систем, зрив адаптації. Такий стан організму характеризується зниженням активності механізмів регуляції та спостерігається накопичена втома та нервово перенапруження.

Дослідивши водія під час його роботи з використанням обладнання для запису ЕКГ, проведено їх аналіз. При цьому до уваги бралися лише ті записи, де початкове значення ПАРС водія коливалося в межах 3 бали.

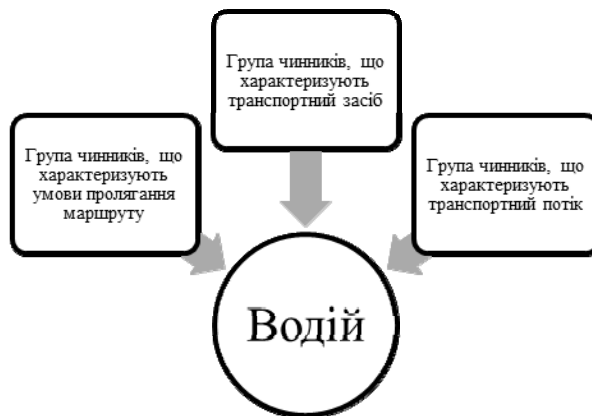


Рис. 1. Групи чинників впливу на водія автотранспортного засобу

Проаналізувавши дані натурних досліджень, встановлено, що на функціональний стан водія впливали як місцевість, в якій пролягає автомобільна дорога і рівень її завантаження, так і тип транспортного засобу, яким він керував. Встановлено, що ПАРС досягає максимальних значень під час руху у гірських умовах та в межах населених пунктів за високого рівня завантаження автомобільної дороги. Мінімальні значення цього показника спостерігаються під час руху автомобільними дорогами у рівнинній місцевості. Це свідчить про те, що такі умови руху здійснюють найменший вплив на організм водія.

Для визначення впливу чинника місцевості, в якій пролягають автомобільні дороги, на ПАРС водія сформовано графічну залежність (рис. 2). У цьому випадку всі водії керували маршрутними транспортними засобами з питомою потужністю від 15кВт/т до 17кВт/т та за рівня завантаження автомобільної дороги $z \leq 0,5$.

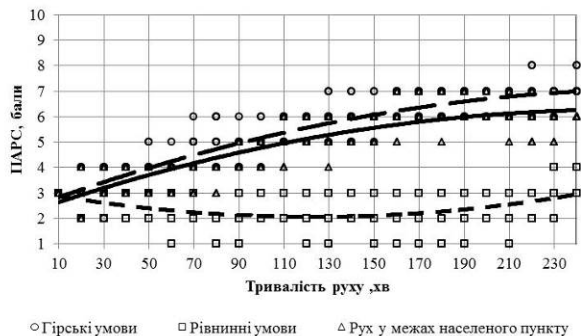


Рис. 2. Зміна ПАРС водіїв, які керували маршрутними транспортними засобами з питомою потужністю від 15кВт/т до 17кВт/т та за рівня завантаження автомобільної дороги $z \leq 0,5$ у різних умовах пролягання маршруту руху:
 - - - - - гірські умови руху;
 · - - - - - рівнинні умови руху;
 ————— рух у межах населеного пункту

Результати такого порівняння свідчать про те, що значний вплив на функціональний стан водія здійснює місцевість, в якій він керує транспортним засобом. Найбільший вплив здійснюється під час руху у гірській місцевості та в межах населеного пункту. Це свідчить про те, що у гірських умовах руху водій найшвидше втомлюється. У свою чергу, в рівнинних умовах руху ПАРС водія протягом чотиригодинної поїздки не виходить за межі 3 балів.

Для визначення впливу рівня завантаження автомобільної дороги на організм водія під час його роботи сформовано порівняльний графік зміни його ПАРС при керуванні автобусом однієї марки у межах населеного пункту в різні періоди доби (рис. 3).

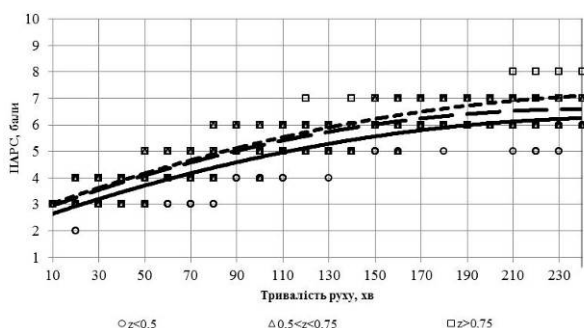


Рис. 3. Порівняння зміни ПАРС водіїв, які керували маршрутним транспортним засобом з питомою потужністю від 15кВт/т до 17кВт/т у межах населеного пункту за таких рівнів завантаження автомобільної дороги:
 ————— $z \leq 0,5$;
 - - - - - $0,5 < z \leq 0,75$;
 · - - - - - $z > 0,75$

Як видно з рис. 3, на функціональний стан водія впливає і рівень завантаження автомобільної дороги, але у значно меншій мірі, оскільки різниця кінцевих значень ПАРС водія не є значною.

Слід зазначити, що відповідно до Наказу Міністерства транспорту та зв'язку України «Про затвердження Положення про робочий час і час відпочинку водіїв колісних транспортних засобів», максимальна тривалість роботи водія транспортного засобу без відпочинку не має перевищувати 4 год. Але враховуючи те, що при значенні ПАРС більше 7 балів організм водія знаходиться в стані виснаження регуляторних систем і зростає імовірність зриву адаптації, то виникає необхідність щодо врахування умов руху та функціонального стану водія під час розробки графіків його роботи та відпочинку.

Висновок. Встановлено, що функціональний стан водія, у значній мірі залежить від типу маршрутного транспортного засобу, яким він керує і від умов руху. Найбільший вплив здійснюють гірські умови руху, а найменший – рівнинні. Відповідно до цього необхідно планувати графіки роботи та відпочинку водія з урахуванням показників його функціонального стану та умов руху.

Л і т е р а т у р а

1. Статистика аварійності в Україні: [Електронний ресурс]. – режим доступу: <http://www.sai.gov.ua/ua/ua/static/21.htm>
2. Доля В. К. Пасажирські перевезення / В. К. Доля. – Харків: Вид-во «Форт», 2011. – 504 с.
3. Давідіч Ю. О. Розробка графіка руху транспортних засобів при організації вантажних перевезень: навч. посіб. / Ю. О. Давідіч. – Х. : ХНАМГ, 2010. – 345 с.
4. Давідіч Ю. О. Ергономічне забезпечення транспортних процесів: навч. посібник / Ю. О. Давідіч, Є. І. Куш, Д. П. Понкратов; – Х. : ХНАМГ, 2011. – 392 с.
5. Лобанов Е. М. Проектирование дорог и организация движения с учётом психофизиологии водителя / Е. М. Лобанов. – М. : Транспорт, 1980. – 311 с.
6. Saroj K. L. Lal. A critical review of the psychophysiology of driver fatigue / Saroj K. L. Lal., Ashley Craig // Biological psychology. – 2001. – №55/3. – P. 173 – 194.
7. Louise A. Reyner. Early morning driver sleepiness: Effectiveness of 200 mg caffeine / Louise A. Reyner, James A. Horne // Psychophysiology. – 2000. – № 37/ 2. – P. 251 – 256.
8. Matthias Gobel. Stress and strain of short haul bus drivers: psychophysiology as a design oriented method for analysis/ Matthias Gobel, Johannes Springer, Joachim Scherff // Ergonomics Journal. 2010. – № 41/5. – P 563 – 580.
9. Баевський Р. М. Математический анализ изменений сердечного ритма при стрессе / Р. М. Баевський, О. Н. Кириллов, С. З. Клецкин. – М. : Наука, 1984. – 222 с.

References

1. Statystyka avaryynosti v Ukraini: [Elektronnyy resurs]. – rezhym dostupu: <http://www.sai.gov.ua/ua/ua/static/21.htm>.
2. Dolya V. K. Pasazhyrs'ki perevezennya / V. K. Dolya. – Kharkiv: Vyd-vo «Fort», 2011. – 504 s.

3. Davidich Yu. O. Rozrobka hrafika rukhu transportnykh za-sobiv pry orhanizatsiyi vantazhnykh perevezen': navch. posib. / Yu. O. Davidich. – Kh. : KhNAMH, 2010. – 345 s.
4. Davidich Yu. O. Erhonomichne zabezpechennya transportnykh protsesiv: navch. posibnyk / Yu. O. Davidich, Ye. I. Kush, D. P. Ponkratov; – Kh. : KhNAMH, 2011. – 392 s.
5. Lobanov E. M. Proektirovanie dorog i organizatsiya dvizheniya s uchYotom psihofiziologii voditelya / E. M. Lobanov. – M. : Transport, 1980. – 311 s.
6. Saroj K. L. Lal. A critical review of the psychophysiology of driver fatigue / Saroj K. L. Lal., Ashley Craig // Biological psychology. – 2001. – №55/3. – P. 173 – 194.
7. Louise A. Reyner. Early morning driver sleepiness: Effectiveness of 200 mg caffeine / Louise A. Reyner, James A. Horne // Psychophysiology. – 2000. – № 37/ 2. – P. 251 – 256.
8. Matthias Gobel. Stress and strain of short haul bus drivers: psychophysiology as a design oriented method for analysis/ Matthias Gobel, Johannes Springer, Joachim Scherff // Ergonomics Journal. 2010. – № 41/5. – P 563 – 580.
9. Baevskiy R. M. Matematicheskiy analiz izmeneniy serdechnogo ritma pri stresse / R. M. Baevskiy, O. N. Kirillov, S. Z. Kletskin. – M. : Nauka, 1984. – 222 s.

Поштранський Т.Н. К вопросу влияния условий движения на функциональное состояние водителя автобуса.

В статье рассмотрена проблематика по повышению безопасности движения маршрутных транспортных средств (автобусов) путем усовершенствования существующих графиков работы и отдыха водителей, в которых нужно учитывать показатели его функционального состояния. Для этого проведен анализ работы водите-

лей автобусов с использованием приборов по записи электрокардиограммы. На основе этого установлено динамику изменения показателей функционального состояния водителей, управлявших транспортными средствами в различных дорожных условиях движения.

Ключевые слова: условия движения, функциональное состояние, электрокардиограмма, вариабельность сердечного ритма, показатель активности регуляторных систем.

Поштранський Т. To the question about the impact of traffic conditions on the bus driver's functional state.

In the scientific article described the impact of traffic conditions on the functional state of the driver. The research was made with using special devices, that recorded driver's electrocardiogram. Using mathematical and statistical analysis of electrocardiogram record was defined driver's indicator of regulatory systems' activity. This index was chosen to reflect changes in the functional state of the driver. Investigation of the driver's functional state was on roads in mountainous and plain areas and during the movement in the city. Also, the investigation was at different times of the day. There were taken into account bases with different parameters. The scientific article describes the change of driver's indicator of regulatory systems' activity during his work time.

Keywords: traffic conditions, functional status, electrocardiogram, heart rate variability, indicator of regulatory systems' activity.

Поштранський Т.М. – к.т.н., асистент кафедри «Транспортні технології» Національного університету «Львівська політехніка», м. Львів, e-mail: postransky@gmail.com

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 13.03.2017

УДК 629.463; 629.4.027.35

СИСТЕМАТИЗАЦІЯ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ФРИКЦІЙНИХ КЛИНІВ ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

Потапенко О.О., Могила В.І.

SYSTEMATIZATION AND CLASSIFICATION OF DESIGN FEATURES OF FRICTIONAL WEDGES OF THE DAMPERS OF FLUCTUATIONS OF FREIGHT WAGONS CARTS

Potapenko O., Mogila V.

У статті розглянуті конструктивні особливості рухомих сполучень візків вантажних вагонів вітчизняних та закордонних виробників. Представлено класифікацію конструкційних особливостей фрикційних клинів, яка розроблена на основі аналізу літературних джерел, вивчення патентної документації та систематизації основних конструкційних удосконалень рухомих сполучень візків вантажних вагонів України, країн СНД та Північної Америки. Приведено практичне використання класифікації при створенні сучасної конструкції фрикційного клину.

Ключові слова: вантажний вагон, візок, фрикційний гаситель коливань, демпфірування, фрикційний клин, класифікація, конструкція.

Вступ. Розвиток та створення залізничного транспорту, відповідаючого вимогам сьогодення, спирається на відкриття та винаходи видатних науковців та інженерів з використанням результатів фундаментальних науково-технічних досліджень.

Великий внесок у вирішення проблем зниження інтенсивності зношування робочих поверхонь рухомих сполучень, шуму та вібрації, навантаження ходових частин, підвищення стійкості та плавності руху рейкових екіпажів зроблено науковими колективами ЦНДІЗТ (ЦНДІМШС), ВНІТІ, ВНДПКІ (ВелНДІ), МДУШЗ (МІПТ), ПДУШЗ, РДУШС (раніше РІЗТ), ДНУЗТ (ДІПТ ім. акад. В. Лазарян), СНУ ім. В. Даля, БДТУ (раніше БІТМ), ХПІ, ДНДЦ УЗ.

В удосконалення ходових частин вантажних вагонів вагомий внесок зробили закордонні спеціалісти таких компаній як Amsted Rail Company, Standart Car Truck Co (WABTEC), A. Stucki, ABC-NACO, ASF-Keyston Inc., Starfire Engineering & Technologies Inc., American Steel Foundries (ASF), Buckeye Steel Castings Company, National.

Основну увагу при створенні візків було зосереджено на удосконаленні окремих елементів та вирішенні проблеми зносу деталей. Але питання вибору раціональних конструктивних схем та параметрів

ресорного підвішування візків для швидкісних вантажних перевезень досі не вирішено та залишається актуальним.

Мета статті. Представлення класифікації конструкційних особливостей фрикційних клинів, розробленої на основі аналізу літературних джерел, вивчення патентної документації та систематизації основних конструкційних удосконалень рухомих сполучень візків вантажних вагонів України, країн СНД та Північної Америки. Практичне використання класифікації при створенні сучасної конструкції фрикційного клину.

Результати досліджень. Майже одночасно з вітчизняними розробками О.Г. Ханіна в США були сконструйовані візки типу Barber та візок типу Motion Control, які серійно випускаються по наш час. Більше 75% вагонного парку США та більше 90% парку Канади і Мексики оснащено візками сімейства Barber. Головною відмінністю американських візків є наявність широкого типорозмірного ряду пружин підвішування для вісьових навантажень від 7 до 34 т/вісь. Сучасні бічні рами, застосовувані в американських візках, мають збільшену висоту перетину в зоні буксового проміжку та збільшену площу робочої поверхні сталевих фрикційних клинів.

До візків з центральним одноступінчатим ресорним підвішуванням відносяться візки: Motion Control M-976 Truck System (США), QCZ56 (Китай), ICF та MD45/52 (Німеччина), 18-100, 18-131, 18-578, 18-597 (Росія) і 18-7020, 18-755, 18-781, 18-1711 (Україна) та інші.

Візок 18-100 (наймасовішої моделі) до 2004 року був фактично єдиним серійно випускаємим Крюковським ВБЗ, Стаханівським ВБЗ, БМЗ, УВЗ, Абаканвагонмаш, Титан-експрес та використовуваним у складі чотирьох- та восьмивісних вантажних вагонів. З моменту введення в експлуатацію конструкція візка зазнала ряд змін та модернізацій, які не втра-

тили своєї актуальності і на сьогоднішній день. В області підвищення міжремонтних пробігів візків вантажних вагонів слід зазначити модернізацію візка моделі 18-100 за проектом М1698 (Росія) та за проектами С03.04, С14.01 (Україна).

Варто зауважити, що на відміну від візку моделі 18-100, взаємодія надресорної балки та бічних рам якої відбувається через клини, у конструкціях візків типу Barber, Ride Master, Motion Control надресорна балка має опорні стінки, які допускають її поздовжнє переміщення відносно бічної рами не більше, ніж на 8 мм. Це попереджує істотне підвищення діючих на клин навантажень при ударах вагонів з гірок та забіганні бічних рам у кривих.

Формування динамічної навантаженості конструкції вантажного вагона, а також елементів верхньої будови колії, значною мірою залежить від характеристик системи демпфірування і гасіння коливань. Гасителі коливань створюють дисипативні сили, необхідні для розсіювання енергії власних коливань та обмеження амплітуд коливань вагону і його частин. У фрикційних клинових гасителях коливань використовують, виготовлені і впроваджені у виробництво в Україні та за кордоном, наступні фрикційні клини:

– фрикційні клини із чавуну, згідно проекту модернізації М1698, С14.01 та високоміцного чавуну з поліуретановими накладками на його похилій робочій поверхні (фрикційний клин RFE-43), згідно проекту модернізації С03.04 (рис. 1) [1, 2];



Рис. 1. Загальний вигляд модернізованих фрикційних клинів

– клини збільшеної ширини та площі похилої поверхні у порівнянні з вертикальною, використання конструктивних рішень та технологій на основі американського візку Motion Control (рис. 2). Клини

просторової дії з рознесеними похилими поверхнями збільшеної площі, який має складний кут контакту $37,5^\circ$ з криволінійною поверхнею, застосовується у центральному ресорному підвішуванні візків 18-9817, 18-9836;



Рис. 2. Фрикційний клин просторової дії Ride Master

– клини збільшеної ширини, застосовані у візках моделі 18-194-1, 18-9800;
– клини збільшеної висоти вертикальної поверхні (рис. 3), використано у візку 18-100М та нині серійному 18-100;



Рис. 3. Фрикційний клин плоскої дії зі збільшеною висотою вертикальної поверхні країн СНД

– клини зменшеної висоти вертикальної поверхні, реалізовані у закордонних конструкціях вантажних візків фірми Barber (рис. 4);

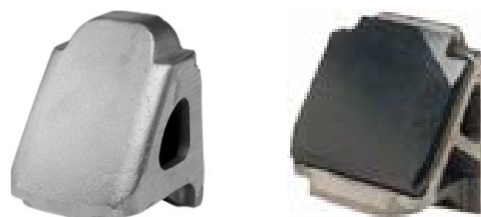


Рис. 4. Фрикційний клин плоскої дії зі зменшеною висотою вертикальної поверхні фірми Barber

– використання пружинних комплектів з білінійною силовою характеристикою. Застосовано у візках моделі 18-7020, 18-7011, 18-194-1, 18-9800, 18-4129;

– клини зі збільшеним кутом нахилу поверхні до горизонталі до $50^\circ \dots 55^\circ$;

– просторовий клин з виконанням похилої поверхні у вигляді двох рознесених площин під кутом $150^\circ \dots 156^\circ$ одна до одної, яке застосовано у візку 18-9810 (рис. 5);

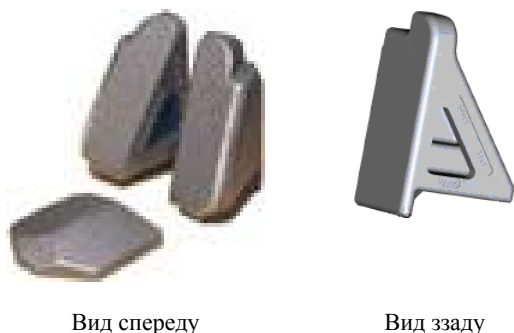


Рис. 5. Просторовий клин у вигляді двох розділених площин фірми Barber

– установка неметалевих накладок на похилих поверхнях як плоских, так і просторових клинів, взаємодіючих з гніздами надресорної балки у випадках виробництва клинів зі зносостійких матеріалів (рис. 6)



Рис. 6. Клин плоскої дії з неметалевими накладками на похилій поверхні фірми Barber

– у візках моделі 18-1711, створених ВАТ «Маріупольський завод важкого машинобудування» (нині «МЗВМ» входить до ПАТ «Азовмаш») спільно з Дніпропетровським національним університетом залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, Інститутом технічної механіки НАНУ та ДКАУ і ФДУП «Науково-впроваджувальний центр «Вагони» (м. Санкт-Петербург), використано фрикційний клин, який має нахилені під кутом α (55°) та звернені одна до одної під кутом β (150°) похилі поверхні, які взаємодіють з призматичними вставками у гніздах надресорної балки (рис. 7) [3];



Рис. 7. Клин просторової конфігурації візка 18-1711

– Фрикційний клин візка ZK1-E має аналогічну клину О.Г. Ханіна форму. Проте, клин візка ZK1-E значно загострений у порівнянні з вітчизняним аналогом (рис. 8), також на китайський клин нанесено знак межі зносу фрикційної поверхні [4].

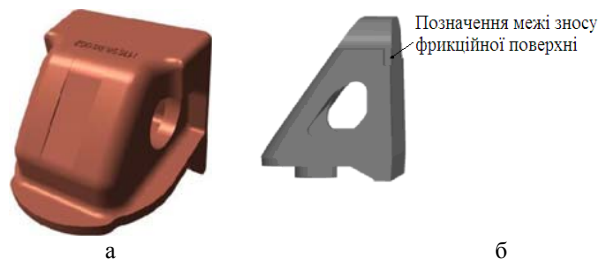


Рис. 8. Фрикційний клин візка моделі 18-100 (а) та візка ZK1-E (б)

Враховуючи конструктивне різноманіття фрикційних клинів, для виявлення найбільш недосконалих місць конструкції та створення, відповідаючої сучасним технічним вимогам конфігурації фрикційного клину, розроблено та запропоновано класифікацію конструкційних особливостей фрикційних клинів, виготовлених і впроваджених у виробництво в Україні та за кордоном (рис. 9).

У результаті проведеного патентного огляду, запропонованих удосконалень гасителів коливань за останні 15 років, а саме, фрикційних клинів, основні пропозиції технічних рішень стосуються:

- удосконалення кріплення та форми зносостійких накладок;
- введення додаткових фрикційних матеріалів, зносостійких накладок, кріплень на робочих поверхнях клину;
- застосування індикаторів зносу;
- зміни куту нахилу робочих поверхонь фрикційного клину;
- інших конструктивних пропозицій.

Аналіз робочих особливостей застосовуваних клинів плоскої конфігурації похилої поверхні у візках вантажних вагонів показав, що застосування фрикційних клинів з плоскою похилою поверхнею не дозволяє збільшити опір забіганню бічних рам для забезпечення конструкційної швидкості понад 90 км/год [5 – 7].

У більшості вітчизняних візків величина кута нахилу похилої робочої поверхні клину становить 45° , а в моделях деяких сучасних закордонних візків 63° . При раніше проведеному у роботах [8 – 10] розрахунковому аналізі впливу величини кута нахилу похилої поверхні фрикційного клину від 30° до 70° , виявлено, що для візка 18-100 кут нахилу 45° є раціональним. Його суттєва зміна призведе до погіршення динамічних показників вагону, а саме: модифікація кута нахилу похилої поверхні фрикційного клину від 30° до 52° призводить до значного збільшення вертикальної складової сили тертя; збільшення величини кута нахилу похилої поверхні фрикційного клину веде до збільшення частки часу протягом якої гаситель заклинено; при зміні кута клину від 45° до 55° зростає опір забіганню бічних рам візку у 1,8 рази та у 2,25 рази при зростанні ширини вертикальної поверхні від 120 до 280 мм.

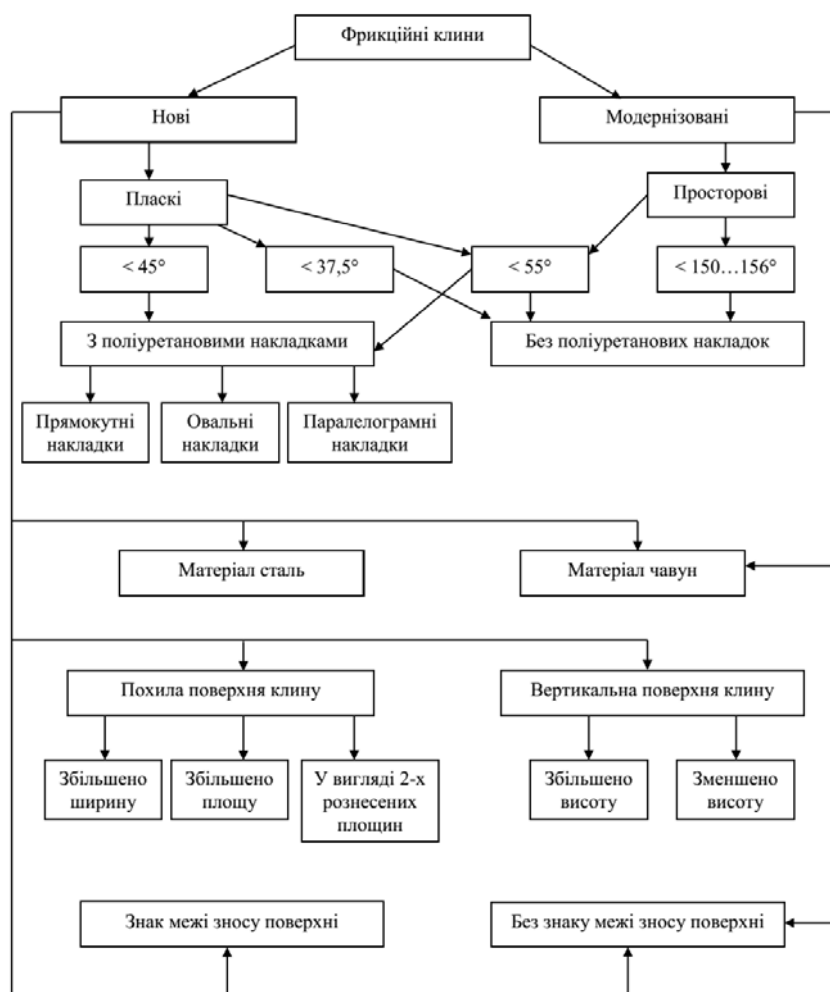


Рис. 9. Класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів

Використання поліуретанових накладок між надресорною балкою та похилою поверхнею фрикційного клину усуває процес тертя металу по металу в контактній парі, але навіть перерозподіл зусиль через полімерні накладки, не виключає перекося вертикальних стінок корпусів відносно зносостійких планок на бічних рамах візків.

У роботі гасителів коливань істотну роль відіграє положення клинів щодо надресорної балки. Ефективність роботи фрикційного клину залежить від його стану, геометричних розмірів та кутів між його основою і робочими поверхнями (вертикальною та похилою). Виходячи з необхідності внесення відповідних конструктивних змін фрикційного клинового гасителя коливань та вибору параметрів ресорного підвішування при створенні надійної та довговічної конструкції клинового фрикційного демпфера, відповідаючого сучасним вимогам вагонів нового покоління, основну увагу було зосереджено на покращенні динамічних якостей та стабільних робочих характеристиках клинової системи демпфірування.

Висновки. Класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів, розроблена на основі

аналізу літературних джерел і вивчення патентної документації, дозволила визначити можливі напрямки модернізації основного вузла ходової частини вантажних вагонів, розробити та отримати державні патенти України на корисну модель № 110509, № 110511, № 110512, № 110513.

За результатами досліджень запропоновано сучасну конструкцію фрикційного клину, підтверджену державним патентом України на корисну модель № 110512, який при випробуваннях на конструкційну міцність та руйнуюче навантаження підтвердив високий конструкційний запас міцності та напруг, що робить його перспективним для виробництва та використання у візках сучасних вантажних вагонів.

Література

1. С03.04. Інструкція з комплексної модернізації візків вантажних вагонів з використанням елементів компанії «А. STUCKI» та коліс з нелінійним профілем ІТМ-73 / М-во. тр-ту України, Держ. адмін. залізн. транс. України «УЗ», Головне управління вагон. гос-ва, Київське проектно-конструкторське-технологічне бюро по вагонам. – К., 2004. – 30 с.

2. С14.01. Модернізація візка моделі 18-100. Інструктивні вказівки / М-во. тр-ту України; Держ. адмін. залізн. трансп. України «УЗ»; Головне управління вагон. гос-ва. – К., 2006. – 35 с.
3. Патент РФ на полезную модель № 111085. МПК: кл. В61F5/00. Двухосная тележка грузового вагона / Борошенко Ю.П., Орлова А.М., Рудакова Е.А., Турутин И.В., Маненков А.В., Мишин В.М., Набиуллин М.И.; ФГОУВПО «ПГУПС», ОАО «Рухиммаш»; опубл. 10.12.2011.
4. Инструкция по ремонту тележки ZK1-E с нагрузкой от колесной пары на рельсы 25 т открытых вагонов для Казахстана. QCZ156BMM / Цицикарская железнодорожная вагонная компания с ограниченной ответственностью QRRS, 2011. – 60 с.
5. Патент України на корисну модель № 110511. МПК (2006.01): кл. В61F 5/12. Фрикційний клиновий гаситель коливань / Могила В.І., Потапенко О.О., Варган Г.О.; заявник і патентовласник СНУ ім. В. Даля. – № u 2016 04161; заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. №19.
6. Патент України на корисну модель № 110512. МПК (2006.01): кл. В61F 5/12. Фрикційний клиновий гаситель коливань / Могила В.І., Потапенко О.О., Варган Г.О.; заявник і патентовласник СНУ ім. В. Даля. – № u 2016 04162; заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. №.19.
7. Патент України на корисну модель № 110513. МПК (2006.01): кл. В61F 5/12. Фрикційний клиновий гаситель коливань / Могила В.І., Потапенко О.О., Варган Г.О.; заявник і патентовласник СНУ ім. В. Даля. – № u 2016 04163; заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. №. 19.
8. Орлова А.М. Влияние конструктивных схем и параметров тележек на устойчивость, ходовые качества и нагруженность грузовых вагонов: Автореф. дис. д-ра. техн. наук: 05.22.07 / А.М. Орлова. – Санкт-Петербург. – ФГБОУ ВО ПГУПС, 2008. – 32 с.
9. Лапенюк М.В. Выбор параметров грузовых тележек для повышенных осевых нагрузок. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / М.В. Лапенюк. – М. – МГУПС (МИИТ), 1990. – 21 с.
10. Пасічник С.С. Поліпшення динамічних та ресурсних показників вантажних вагонів з комплексно модернізованими візками: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / С.С. Пасічник. – Д. – ДНУЗТ ім. В. Лазаряна, 2012. – 23 с.
4. Instrukcija po remontu telezhki ZK1-E s nagruzkoj ot kolesnoj pary na rel'sy 25 t otkrytyh vagonov dlja Kazahstana. QCZ156BMM / Cicikarskaja zheleznodorozhnaja vagonnaja kompanija s ogranichennoj otvetstvennost'ju QRRS, 2011. – 60 s.
5. Patent Ukraїni na korisnu model' № 110511. MPK (2006.01): kl. V61F 5/12. Frikcijnij klinovij gasitel' kolivan' / Mogila V.I., Potapenko O.O., Vargan G.O.; zajavnik i patentovlasnik SNU im. V. Dalja. – № u 2016 04161; zajav. 15.04.2016; opubl. 10.10.2016, Bjul. №19.
6. Patent Ukraїni na korisnu model' № 110512. MPK (2006.01): kl. V61F 5/12. Frikcijnij klinovij gasitel' kolivan' / Mogila V.I., Potapenko O.O., Vargan G.O.; zajavnik i patentovlasnik SNU im. V. Dalja. – № u 2016 04162; zajav. 15.04.2016; opubl. 10.10.2016, Bjul. №.19.
7. Patent Ukraїni na korisnu model' № 110513. MPK (2006.01): kl. V61F 5/12. Frikcijnij klinovij gasitel' kolivan' / Mogila V.I., Potapenko O.O., Vargan G.O.; zajavnik i patentovlasnik SNU im. V. Dalja. – № u 2016 04163; zajav. 15.04.2016; opubl. 10.10.2016, Bjul. №. 19.
8. Orlova A.M. Vlijanie konstruktivnyh shem i parametrov telezhok na ustojchivost', hodovye kachestva i nagruzenost' gruzovyh vagonov: Avtoref. dis. d-ra. tehn. nauk: 05.22.07 / A.M. Orlova. – Sankt-Peterburg. – FGBOU VO PGUPS, 2008. – 32 s.
9. Lapenjuk M.V. Vybor parametrov gruzovyh telezhok dlja povyshennyh osevyh nagruzok. Avtoref. dis. kand. tehn. nauk: 05.22.07 / M.V. Lapenjuk. – M. – MGUPS (MIIT), 1990. – 21 s.
10. Pasichnik S.S. Polipshennja dinamichnih ta resursnih pokaznikov vantazhnyh vagoniv z kompleksno modernizovanimi vizkami: Avtoref. dis. kand. tehn. nauk: 05.22.07 / S.S. Pasichnik. – D. – DNUZT im. V. Lazarjana, 2012. – 23 s.

Потапенко О.А., Могила В.І. Систематизация и классификация конструкционных особенностей фрикционных клиньев гасителей колебаний тележек грузовых вагонов.

В статье рассмотрены конструктивные особенности подвижных соединений тележек грузовых вагонов отечественных и зарубежных производителей. Представлено классификацию конструкционных особенностей фрикционных клиньев, которая разработана на основе анализа литературных источников, изучения патентной документации и систематизации основных конструкционных усовершенствований подвижных соединений тележек грузовых вагонов Украины, стран СНГ и Северной Америки. Приведено практическое использование классификации при создании современной конструкции фрикционного клина.

Ключевые слова: *грузовой вагон, тележка, фрикционный гаситель колебаний, демпфирование, фрикционный клин, классификация, конструкция.*

Potapenko O., Mogila V. Systematization and classification of design features of frictional wedges of the dampers of fluctuations of freight wagons carts.

In article design features of movable joints of freight wagons carts of domestic and foreign manufacturers, influence of characteristics of the system of damping and extinguishing of fluctuations on the dynamic loading of the freight wagon design and elements of the upper structure of a way are considered. The main designs of frictional wedges used in frictional dampers of fluctuations of the modern carts of freight wagons are shown. Presented the classification of construc-

References

1. S03.04. Instrukcija z kompleksnoi modernizacii vizkiv vantazhnyh vagoniv z vikoristannjam elementiv kompanii «A. STUSKI» ta kolis z nelinijnim profilem ITM-73 / M-vo. tr-tu Ukraїni, Derzh. admin. zalizn. trans. Ukraїni «UZ», Golovne upravlinnja vagon. gos-va, Kiїvs'ke proektno-konstruktors'ko-tehnologichne bjuro po vagonam. – K., 2004. – 30 s.
2. S14.01. Modernizacija vizka modeli 18-100. Instruktivni vказivki / M-vo. tr-tu Ukraїni; Derzh. admin. zalizn. transp. Ukraїni «UZ»; Golovne upravlinnja vagon. gos-va. – K., 2006. – 35 s.
3. Patent RF na poleznuju model' № 111085. MPK: kl. B61F5/00. Dvuhosnaja telezhka gruzovogo vagona / Boronenko Ju.P., Orlova A.M., Rudakova E.A., Turutin I.V., Manenkov A.V., Mishin V.M., Nabiullin M.I.; FGOUVPO «PGUPS», ОАО «Ruzhim mash»; opublik. 10.12.2011.

tional features of frictional wedges which is developed on the basis of the analysis of literary sources, studying of patent documentation and systematization of the main constructional improvements of movable joints of freight wagons carts of Ukraine, the CIS countries and North America. Analysed shortcomings of constructional solutions of the considered frictional wedges and their influence on characteristics of the system of damping and extinguishing of fluctuations of freight wagons carts. The practical use of classification at creation of a modern design of the frictional wedge which is confirmed by the state patent of Ukraine on useful model is given.

Keywords: *freight wagon, cart, frictional damper of fluctuations, damping, frictional wedge, classification, design.*

Потапенко О.О. – старший викладач кафедри «Залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин» СНУ ім. В. Даля,
e-mail: vesna201009@rambler.ru, olga_potapenko@mail.ua

Могила В.І. – к.т.н., професор кафедри «Залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин» СНУ ім. В. Даля.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 22.02.2017

УДК 629.4.077

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ВІДВЕДЕННЯ ГАЛЬМІВНИХ КОЛОДОК ВІД КОЛІС У ВІЗКАХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

Равлюк В.Г.

RESEARCH KINEMATICS OF THE ALLOTMENT OF THE BRAKE SHOES FROM THE WHEELS IN THE BOGIES OF FREIGHT CARS

Ravlyuk V.

У статті розглянуто науковий підхід до вирішення проблеми клиноподібного зносу гальмівних колодок. Наведено аналітичні дослідження та розкрито актуальність проблеми виникнення негативнодіючих сил, переміщень і рухів гальмівних колодок відносно коліс під час гальмувань та зворотно — при відпуску гальм. Сформульовано напрямки технічного вирішення ліквідації некерованих і ненормативних переміщень колодок під час гальмувань та відпуску гальм шляхом розробки технічної модернізації гальмівної системи візків вантажних вагонів.

Ключові слова: гальмівна колодка, вагон, клиноподібний знос, важільна передача, колесо, поїзд, тертя.

Вступ. Гальмівні колодки транспортних засобів залізниць виконують найважливішу функцію в сповільненні руху, їхня фрикційна взаємодія з колесами під час гальмувань перетворює кінетичну енергію рухомої маси поїзда в теплову та розсіює її в навколишнє середовище. При цьому фрикційна маса колодок у процесі енергетичних перетворень інтенсивно зношується в середовищі високих температур [1].

Постановка проблеми. Відомо, що типовий триангель, який застосовується у візках вантажних вагонів, має врівноважену конструкцію відносно свого підвішування. Він повинен забезпечувати рівномірне відведення та утримування на відповідній відстані гальмівних колодок, які приєднані до нього, без торкання до поверхні кочення колеса під час руху поїзда при відпущеному гальмі [2].

Але після приєднання до розпірки триангеля деталей гальмівної важільної передачі умова врівноваженості триангеля порушується. Він, під дією сили, яка створюється вагою приєднаних деталей схиляється до упору верхніми краями гальмівних колодок у поверхню кочення колеса. Відбувається інтенсивне тертя верхніх кінців колодок по поверхні кочення коліс під час руху без гальмування. Внаслідок цього на верхніх частинах робочої площі колодок

інтенсивно наростає місцева стертість, яка значно випереджає загальне стирання колодок під час гальмувань.

Останнім часом у більшості колодок знос відбувається нерівномірно: поступово один кінець колодки зношується інтенсивніше за протилежний, тобто клиноподібно. Погіршується ефективність гальмувань за рахунок зосередження питомих сил гальмівного натиснення на верхній укороченій місцевості стертістю частині гальмівної колодки, створюються умови інтенсивного фрикційного тепловиділення та високотемпературних пошкоджень колісних пар, кільцевих виробок, «заварів» башмаків, помилкового спрацьовування напольних температурно-діагностичних пристроїв контролю буксових вузлів на шляху прямування поїздів та ін [2].

Ця проблема турбує науковців і фахівців не тільки залізниць пострадянського простору, а і США, Канади, країн Євросоюзу, Японії, Китаю, Монголії де у візках вагонів застосовується триангельна система передачі сил гальмівного натиснення на колеса [4]. Розроблено велику кількість різноманітних пристроїв для вирішення такої проблеми. Відомо більше 30 патентів різних країн, але ні один із цих винаходів не дає змоги ефективно вирішити проблему.

Тому рішення даної проблеми стоїть досить гостро.

Теоретичний аналіз дослідження. Роботи спрямовані на дослідження ненормативної взаємодії гальмівних колодок з колесами, що призводить до нерівномірного клиноподібного зносу колодок проводилися у різних країнах світу, починаючи з часів застосування трьохелементних візків із литими несучими частинами. Існує велика кількість досліджень, запропонованих заходів і технічних рішень, але й до цього часу гальмівні колодки стираються не тільки клиноподібно, а й спотворено.

Це пояснюється складністю та недостатнім вивченням фізичної природи процесів взаємодії гальмівних колодок із колесами у триангельній гальмівній системі візків.

Під керівництвом проф. В. Г. Іноземцева [5] було розроблено та впроваджено у 1980 р. для візків вантажних вагонів спеціальний пристрій рівномірного зносу колодок, який застосовується і до нині на усіх вантажних вагонах [6]. У сучасних умовах експлуатації такі пристрої руйнуються, що призводить до критично ненормованого зносу колодок.

Проблеми надійності пристроїв рівномірного відведення гальмівних колодок досліджуються у роботах творчого колективу ТОВ «Софія Інвест» під керівництвом д. т. н. А. О. Радзіховського [7]. Нові пристрої запропоновано у візках типу ASF (США), модель 578 (ОАО РЖД, ФГУП «ПО УВЗ»), типу ЗК-1 (Китай) [4] та ін.

Результати аналізу останніх досліджень та публікацій показують, що проблеми надійності пристроїв рівномірного відведення колодок, які вирішувались фахівцями різних країн світу й до цього часу не вирішені.

Про негативні наслідки на інфраструктуру залізничного транспорту та збитковість від клиноподібного зносу гальмівних колодок будь-яких досліджень не виявлено.

Мета статті. Сформулювати напрямки технічного вирішення проблем щодо негативнодіючих сил, переміщень і рухів гальмівних колодок відносно коліс під час гальмувань та відпуску гальм у існуючій триангельній гальмівній системі на маятниковій підвісці.

Задачі дослідження:

- провести аналіз силових факторів існуючої конструкції триангельної гальмівної системи;
- дослідити триботехнічні закономірності особливостей клиноподібного зносу гальмівних колодок;
- виконати обґрунтування теоретичних рішень пов'язаних із ненормативними переміщеннями колодок відносно коліс, що обертаються під час руху у вагонах;
- сформулювати напрямки технічного вирішення з ліквідації некерованих і ненормативних переміщень колодок під час гальмувань та відпуску гальм шляхом розробки технічної модернізації гальмівної системи візків вантажних вагонів.

Викладення основного матеріалу дослідження. Розглянемо схему дії сил, створюваних вагою приєднаних до розпірки триангеля деталей, з утворенням крутного моменту, яка наведена на рис. 1.

На врівноважений триангель діє сила $P+P_{дин}$ від ваги приєднаного до розпірки вертикального важеля з деталями важільної передачі. Під дією цієї сили на плече l_1 , виникає крутний момент [2, 9]

$$M_{кр} = (P + P_{дин}) \cdot l_1. \quad (1)$$

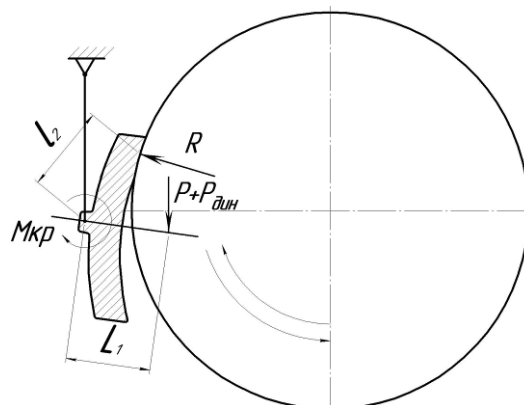


Рис. 1. Схема підвішування триангеля та спирання двох його колодок в поверхню кочення колісної пари від дії сили P , яка зумовлена вагою вертикального важеля і приєднаних до нього деталей гальмівної важільної передачі візка

При цьому триангель повертається навколо нижнього шарніра підвіски до спирання верхньою частиною пари колодок у поверхню кочення колісної пари врівноважується реакцією R , що починає діяти в зоні зіткнення колодок з колісною парою.

Складемо рівняння моментів сил у вузлах підвішування триангеля, маючи на увазі, що сила $P+P_{дин}$ діє на розпірку триангеля в його середній частині, розподіляючись на дві гальмівні колодки колісної пари.

$$(P + P_{дин}) \cdot l_1 = 2R \cdot l_2, \quad (2)$$

звідки

$$R = \frac{(P + P_{дин}) \cdot l_1}{2l_2}, \quad (3)$$

де $P+P_{дин}$ – сила, обумовлена навантаженням на триангель від ваги вертикального важеля й приєднаних до нього частин у відпущеному стані гальма, під час руху з урахуванням динамічної складової $P_{дин}$;

l_1 – плече дії сили $P+P_{дин}$ до центра підвішування гальмівних колодок;

R – сила реакції від упору колодки на колесо;

l_2 – плече дії реакції R до центра обпирання гальмівних колодок.

У такий спосіб створюється обпирання гальмівних колодок на колеса, при відпущеному гальмі. Для запобігання такого негативного явища розроблено й запропоновано велика кількість різноманітних за конструкцією пристроїв і пристосувань [4, 7, 8]. Виконаний аналіз наявних технічних рішень показав, що всі вони спрямовані на створення пристроїв протидії крутному моменту $M_{кр}$.

У той же час деталі гальмівної важільної передачі, вагою яких створюється сила P і момент $M_{кр}$, з'єднані між собою шарнірами з великими зазорами (1-10 мм) і розташовані вони в невідресореній частині візка. Тому, під час руху вагона створюються вимушені власні коливання цих деталей, що приво-

дять до знакозмінних переміщень ударного характеру в зазорах шарнірів. Виникає значна за величиною динамічна складова $P_{дин}$. У зв'язку з тим, що у відомих конструкціях пристроїв, призначених для усунення клиноподібного зношування гальмівних колодок, створюється протидія цим силам, тоді в експлуатації такі пристрої швидко руйнуються й жоден із них не в змозі запобігти клиноподібному зношуванню гальмівних колодок [8].

Для вирішення проблеми клиноподібного зношування гальмівних колодок у триангельній системі рухомого складу пропонується зберегти (не порушувати) первісну врівноваженість триангеля, приєднаними до нього деталями гальмівної важільної передачі.

Зі схеми (див. рис. 1) видно, що для вирішення проблеми зазначеним способом необхідно ліквідувати крутний момент. Для цього необхідно, щоб у рівнянні (1) один із співмножників дорівнював нулю.

Зусилля $P+P_{дин}$ виникає в результаті дії ваги робочих деталей, тому позбутися від нього неможливо (тобто $(P+P_{дин})=0$ не може бути). Інший співмножник l_1 залежить від конструкції триангеля, тому тут є можливість за допомогою простої зміни конструкції шляхом переносу отвору шарніра в розпірці триангеля (точки, де прикладена сила $P+P_{дин}$) досягти умови коли $l_1=0$. У такому випадку можна домогтися бажаного результату, коли $M_{кр}$ буде дорівнює нулю. За рахунок цього з'являється можливість позбутися від обпирання верхніх частин колодок на колеса, так із рівняння (3) видно, що при $l_1=0$ сила реакції $R=0$.

На підставі виконаних розрахунків за складеному розмірному ланцюгу триангеля з башмаками було встановлено, що конструктивні розміри дозволяють ліквідувати плече l і тим самим позбутися від нахилу й обпирання гальмівних колодок на колеса.

Виконані дослідження відомих технічних рішень і умов експлуатації показали, що будь-які, нехай навіть дуже міцні й оригінальні пристрої, установлені в гальмівній системі візків, будуть руйнуватися тому, що вони спрямовані на протидію потужному динамічному впливу $P_{дин}$ ударного характеру, що підсилюється довжиною плеча l_1 . Тому працездатність, довговічність і ефективність таких пристроїв безумовно буде низькою, а самі пристрої складними й малоефективними.

Для вирішення цієї проблеми, як було показано вище, необхідно ліквідувати плече l_1 . Практично це не складно реалізувати шляхом перенесення точки прикладення сили $P+P_{дин}$ на одну пряму з точками підвішування триангеля. Цим можна досягти повної ліквідації шкідливого впливу на гальмівні колодки крутного моменту.

Існує ще один конструктивний недолік у системі підвішування гальмівних колодок, що приводить до нерівномірного їх відведення від поверхні кочення коліс і сприяє клиноподібному зношуванню. Він полягає в тому, що при попуску гальма верхня точка колодки рухається за малим радіусом r , а нижня — за значно більшим R (рис. 2).

Тому, при повороті підвіски 2 на кут α верхній кінець колодки 1 відходить на відстань

$$\Delta_в = r \sin \alpha, \tag{4}$$

а нижній на

$$\Delta_н = R \sin \alpha, \tag{5}$$

де r і R - відповідно відстані від верхнього шарніра підвіски до верхнього та нижнього кінців гальмівної колодки;

α - кут повороту підвіски при відпуску гальма.

Схема відводу гальмівної колодки 1 від колеса на врівноваженому триангелі 3 при повороті підвіски 2 під дією гравітаційних сил, при якому на малому радіусі r верхній кінець колодки відходить і створює недостатньо малий зазор $\Delta_в$, а поворот на великому радіусі R нижньої частини колодки створює зазор $\Delta_н$, значно перевищуючий нормативний $\Delta_{сп}$. Це вказує на те, що якщо R значно більше чим r , тоді відповідно $\Delta_н$ і $\Delta_в$ будуть істотно відрізнятися (рис. 2).

Через це під час руху поїзда, особливо при великих швидкостях, можуть відбуватися нахили триангеля, що викликають короточасні торкання або на тривалий час обпирання верхніми кінцями гальмівних колодок в колеса, що обертаються під час руху поїзда [2, 8].

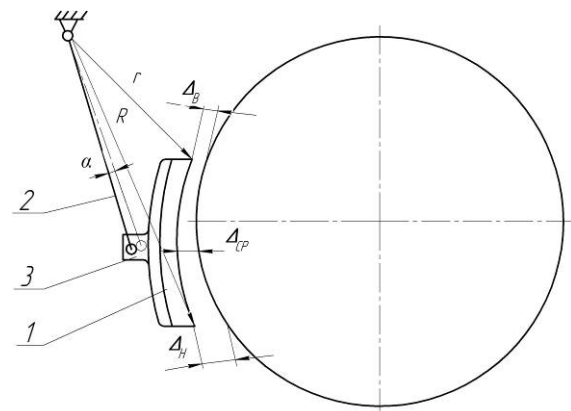


Рис. 2. Схема відводу гальмівної колодки від колеса на врівноваженому триангелі

Висновки. За результатами виконаних аналітичних досліджень розкрито актуальність проблеми виникнення негативнодіючих сил, переміщень і рухів гальмівних колодок відносно коліс під час гальмування та зворотно — при відпуску гальма.

Розроблено, сформульовано та складено послідовність виконання науково-дослідної роботи з вирішення проблем, пов'язаних із ненормативними переміщеннями колодок відносно коліс, що обертаються під час руху у вагонах.

Формалізовано напрямки технічного вирішення з ліквідації некерованих і ненормативних переміщень колодок під час гальмування та відпуску гальма розробкою технічної модернізації гальмівної системи трьохелементних візків вантажних вагонів.

Література

- Щепетильников, В. А. К вопросу о неравномерном износе колодок. Вопросы эксплуатации и ремонта подвижного состава / В. А. Щепетильников // Сб. науч. тр. / Тр. Моск. ин-та инж. ж.-д. трансп. – М.: Трансжелдориздат, 1955. – Вып. 82/3. – С. 366-381.
- Нечволода, С. І. Неузгодженість силових факторів із триботехнічними процесами — причина клиновидного зносу гальмівних колодок / С. І. Нечволода, І. Е. Мартинов // Вагонний парк. — 2013. — №10(79). - С. 14-17.
- Мартинов, І. Е. О способе полной ликвидации клиновидного износа тормозных колодок грузовых вагонов / И. Е. Мартинов, К. С. Нечволода // Вагонный парк. — 2010. — №4. - С. 36-39.
- Блохин, Е. П. Тележки ZK1 полувагонов, построенных в КНР / Е. П. Блохин, К. Т. Алпысбаев, В. Я. Панасенко и др. // Вагонный парк. — 2012. — №9 (66). - С. 12-14.
- Иноземцев, В. Г. Повышение надежности механического тормозного оборудования грузовых вагонов / В. Г. Иноземцев, В. М. Виноградов // Сб. науч. тр. / Труды ЦНИИ МПС / «Развитие и совершенствование автоматических тормозов». – М.: ЦНИИ МПС, 1974. – Вып. 507. – с. 15-24.
- Інструкція з ремонту гальмівного обладнання вагонів : ЦВ – ЦЛ - 0013. - Затв. нак. Укрзалізниці № 022-ЦЗ 25.01.2005. – Вид. офіц. – К. : Видавничий дім «САМ» 2004. - 160 с.
- Радзиховский, А. А. Системный подход к проектированию тележек для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками / А. А. Радзиховский, И. А. Омеляненко, Л. А. Тимошина // Вагонный парк. — 2008. — №8. - С. 10-16.
- Розробка конструкторсько-технологічної документації на проведення модернізації гальмових важільних передач візків вантажних вагонів : Звіт про НДР (етап 3) : Укр. держ. акад. залізнич. трансп. ; кер. Мартинов І. Е. ; викон.: Равлюк В. Г. [та ін.] — Х., 2012. – 26 с. – Бібліогр.: с. 25.
- Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України : ЦТ – ЦВ – ЦЛ - 0015. - Затв. нак. Укрзалізниці № 264-Ц 28.10.1997. – Вид. офіц. – К. : 2004. - 146 с.

References

- Shchepetilnikov, V. A. Do pytannia pro nerivnomirnyi znos kolodok. Pytannia ekspluatatsii i remontu rukhomoho skladu / V. A. Shchepetilnikov // Zb. nauch. tr. / Tr. Mosk. in-tu inzh. zh.-d. tras. - M.: Transzheldoryzdat, 1955. - Vyp. 82/3. - S. 366-381.
- Nechvoloda, S. I. Neuzgodzhenist sylovykh faktoriv iz tribotekhnichnymy protsesamy — prychnyna klynovydnoho znosu halmivnykh kolodok / S. I. Nechvoloda, I. E. Martynov // Vahonni park. — 2013. — №10(79). - S. 14-17.
- Martynov, I. E. Pro sposib povnoi likvidatsii klynovydnoho znosu halmivnykh kolodok vantazhnykh vahoniv / I. E. Martynov, K. S. Nechvoloda // Vahonnyi park. - 2010. - №4. - S. 36-39.
- Blokhin, E. P. Vizky ZK1 pivvahoniv, pobudovanykh v KNR / E. P. Blokhin, K. T. Alpysbaev, V. Ya. Panasenko ta in. // Vahonnyi park. - 2012. - №9 (66). - S. 12-14.
- Inozemtsev, V. H. Pidvyshchennia nadiinosti mekhanichnoho halmivnoho obladnannia vantazhnykh vahoniv / V. H. Inozemtsev, V. M. Vynohradov // Zb. nauch. tr. / Pratsi

- TsNDI MPS / «Rozvytok i vdoskonalennia avtomatychnykh halm». - M.: TsNDI MPS, 1974. - Vyp. 507. - S. 15-24.
- Instruktsiia z remontu halmivnoho obladnannia vahoniv : CV – CL - 0013. - Zatv. nak. Ukrzaliznytsi №022-CZ 25.01.2005. – Vyd. ofits. – K. : Vydavnychi dim «SAM» 2004. - 160 s.
- Radzikhovskiy, A. A. Systemnyi pidkhdid do proektuvannia vizkiv dlia vantazhnykh vahoniv z pidvyshchenymy osovymy navantazhenniamy / A. A. Radzikhovskiy, I. A. Omelianenko, L. A. Tymoshyna // Vahonnyi park. - 2008. - №8. - S. 10-16.
- Rozrobka konstruktorsko-tekhnologichnoi dokumentatsii na provedennia modernizatsii halmovykh vazhilnykh peredach vizkiv vantazhnykh vahoniv : Zvit pro NDR (eta. 3) : Ukr. derzh. akad. zaliznych. transp. ; ker. Martynov I. E. ; vykon.: Ravlyuk V. G. [ta in.] — Kh., 2012. – 26 s. – Bibliogr.: s. 25.
- Instruktsiia z ekspluatatsii halm rukhomoho skladu na zaliznytsiakh Ukrainy : CT – CV – CL - 0015. - Zatv. nak. Ukrzaliznytsi №264-C 28.10.1997. – Vyd. ofits. – K. : 2004. - 146 s.

Равлюк В. Г. Исследование кинематики отвода тормозных колодок от колес в тележках грузовых вагонов.

В статье рассмотрен научный подход к решению проблемы клиновидного износа тормозных колодок. Приведены аналитические исследования и раскрыта актуальность проблемы возникновения негативно-действующих сил, перемещений и движений тормозных колодок относительно колес во время торможений и обратно — при отпуске тормозов. Сформулированы направления технического решения ликвидации неуправляемых и ненормативных перемещений колодок во время торможений и отпуска тормозов путем разработки технической модернизации тормозной системы тележек грузовых вагонов.

Ключевые слова: тормозная колодка, вагон, клиновидный износ, рычажная передача, колесо, поезд, трение.

Ravlyuk V. Research kinematics of the allotment of the brake shoes from the wheels in the bogies of freight cars.

In the article the scientific approach to the problem of wedge-shaped brake pads wear. An made by analytical study and revealed the urgency of the emergence of negative-acting forces, movements and movements of brake pads relative to the wheels during braking and reverse - when vacation brakes. Formulated areas of technical solution and elimination of non-uncontrolled movements pads during braking and vacation brakes: by developing technical modernization brake trolley cars.

Keywords: brake pad, cars, wedge-shaped wear, lever transmission, wheel, train, friction.

Равлюк В. Г. — к. т. н., доцент кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail: ravvg@ukr.net.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 15.03.2017

УДК 629.424.1.003.13

ФОРМАЛІЗАЦІЯ ОЦІНКИ РЕМОНТНОЇ СКЛАДОВОЇ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗА

Рудковський О.В., Калабухін Ю.Є.

FORMALIZATION OF REPAIR CONSTITUENT OF LIFE CYCLE OF THE SHUNTING LOMOTIVE

Rudkovskiy O., Kalabukhin Y.

У статті розглянуто питання математичного опису ремонтної складової життєвого циклу маневрових тепловозів. В основу математичного опису покладено нормативи планово-попереджувальної системи ремонту тягового рухомого складу залізниць України. Техніко-економічний розрахунок з використанням запропонованого математичного підходу достатньо точно оцінює ремонтну складову життєвого циклу, що дозволяє в подальшому використати його для розробки повної математичної моделі життєвого циклу маневрового тепловоза.

Ключові слова: життєвий цикл, маневровий тепловоз, капітальний ремонт, поточний ремонт, ремонтна складова.

Вступ. На теперішній час концепція життєвого циклу набуває широкого розповсюдження на тяговий рухомий склад залізниць України. Це обумовлюється, в першу чергу, значним фізичним та моральним зносом залізничної техніки і проблемами її оновлення в період гострого недофінансування галузі. Концепцію життєвого циклу покладено в основу сучасного техніко-економічного аналізу вибору альтернативних варіантів оновлення тягового рухомого складу як за рахунок придбання нової техніки, так і за рахунок модернізації існуючої. Життєвий цикл охоплює значний період часу, протягом якого залізнична техніка експлуатується та підтримується в технічно справному стані. Тому від того, як точно буде дана техніко-економічна оцінка цих складових залежать результати прогнозування довгострокових інвестиційних проектів в оновлення парку тягового рухомого складу залізниць України.

Теоретичні положення концепції життєвого циклу залізничної техніки, зокрема тягового рухомого складу, викладено в роботах як вітчизняних, так і зарубіжних вчених [1 - 8]. Результати практичного застосування концепції надано в роботах [9 - 12]. Незважаючи на це концепція потребує подальшого розвитку в плані більш детального розгляду

окремих складових життєвого циклу та їх математичного опису у прив'язці до умов експлуатації та системи утримання тягового рухомого складу в технічно справному стані.

Метою статті є математичний опис оцінки ремонтної складової життєвого циклу маневрового тепловоза з урахуванням діючої планово-попереджувальної системи ремонту.

Виклад основного матеріалу дослідження. На теперішній час в основу утримання в технічно справному стані тягового рухомого складу залізниць України покладено планово-попереджувальну систему ремонту, яка регламентується відповідним положенням Укрзалізниці з встановленням міжремонтних періодів та міжремонтних пробігів. Для маневрових тепловозів цим документом передбачено міжремонтні періоди.

Кількість ремонтних циклів маневрового тепловоза в обсязі КР-2 протягом життєвого циклу $T_{ж.ц}$ визначається за формулою

$$i = \frac{T_{ж.ц}}{t_{КР-2}}, \quad (1)$$

де $t_{КР-2}$ – періодичність проведення капітального ремонту маневрового тепловоза в обсязі КР-2, роки.

Кількість капітальних ремонтів маневрового тепловоза в обсязі КР-2 протягом життєвого циклу складає

$$n_{КР-2} = i - 1 = \frac{T_{ж.ц}}{t_{КР-2}} - 1. \quad (2)$$

Кількість капітальних ремонтів маневрового тепловоза в обсязі КР-1 протягом одного ремонтного циклу КР-2 визначається за формулою

$$m_{\text{КР-1}} = \frac{t_{\text{КР-2}}}{t_{\text{КР-1}}} - 1. \quad (3)$$

де $t_{\text{КР-1}}$ – періодичність проведення капітального ремонту маневрового тепловоза в обсязі КР-1, роки.

Кількість капітальних ремонтів маневрового тепловоза в обсязі КР-1 протягом життєвого циклу складає

$$n_{\text{КР-1}} = i \cdot m_{\text{КР-1}} = T_{\text{ж.ц.}} \cdot \left(\frac{1}{t_{\text{КР-1}}} - \frac{1}{t_{\text{КР-2}}} \right). \quad (4)$$

Кількість ремонтних циклів маневрового тепловоза в обсязі КР-1 протягом життєвого циклу визначається за формулою

$$j = \frac{T_{\text{ж.ц.}}}{t_{\text{КР-1}}}. \quad (5)$$

Кількість поточних ремонтів маневрового тепловоза в обсязі ПР-3 протягом одного ремонтного циклу КР-1 визначається за формулою

$$m_{\text{ПР-3}} = \frac{t_{\text{КР-1}}}{t_{\text{ПР-3}}} - 1. \quad (6)$$

де $t_{\text{ПР-3}}$ – періодичність проведення поточного ремонту маневрового тепловоза в обсязі ПР-3, роки.

Кількість поточних ремонтів маневрового тепловоза в обсязі ПР-3 протягом життєвого циклу складає

$$n_{\text{ПР-3}} = j \cdot m_{\text{ПР-3}} = T_{\text{ж.ц.}} \cdot \left(\frac{1}{t_{\text{ПР-3}}} - \frac{1}{t_{\text{КР-1}}} \right). \quad (7)$$

Кількість ремонтних циклів маневрового тепловоза в обсязі ПР-3 протягом життєвого циклу визначається за формулою

$$k = \frac{T_{\text{ж.ц.}}}{t_{\text{ПР-3}}}. \quad (8)$$

Кількість поточних ремонтів маневрового тепловоза в обсязі ПР-2 протягом одного ремонтного циклу ПР-3 визначається за формулою

$$m_{\text{ПР-2}} = \frac{t_{\text{ПР-3}}}{t_{\text{ПР-2}}} - 1. \quad (9)$$

де $t_{\text{ПР-2}}$ – періодичність проведення поточного ремонту маневрового тепловоза в обсязі ПР-2, роки.

Кількість поточних ремонтів маневрового тепловоза в обсязі ПР-2 протягом життєвого циклу складає

$$n_{\text{ПР-2}} = k \cdot m_{\text{ПР-2}} = T_{\text{ж.ц.}} \cdot \left(\frac{1}{t_{\text{ПР-2}}} - \frac{1}{t_{\text{ПР-3}}} \right). \quad (10)$$

Кількість ремонтних циклів маневрового тепловоза в обсязі ПР-2 протягом життєвого циклу визначається за формулою

$$l = \frac{T_{\text{ж.ц.}}}{t_{\text{ПР-2}}}. \quad (11)$$

Кількість поточних ремонтів маневрового тепловоза в обсязі ПР-1 протягом одного ремонтного циклу ПР-2 визначається за формулою

$$m_{\text{ПР-1}} = \frac{t_{\text{ПР-2}}}{t_{\text{ПР-1}}} - 1. \quad (12)$$

де $t_{\text{ПР-1}}$ – періодичність проведення поточного ремонту маневрового тепловоза в обсязі ПР-1, роки.

Кількість поточних ремонтів маневрового тепловоза в обсязі ПР-1 протягом життєвого циклу складає

$$n_{\text{ПР-1}} = l \cdot m_{\text{ПР-1}} = T_{\text{ж.ц.}} \cdot \left(\frac{1}{t_{\text{ПР-1}}} - \frac{1}{t_{\text{ПР-2}}} \right). \quad (13)$$

Кількість ремонтних циклів маневрового тепловоза в обсязі ПР-1 протягом життєвого циклу визначається за формулою

$$z = \frac{T_{\text{ж.ц.}}}{t_{\text{ПР-1}}}. \quad (14)$$

Кількість технічних обслуговувань маневрового тепловоза в обсязі ТО-3 протягом одного ремонтного циклу ПР-1 визначається за формулою

$$m_{\text{ТО-3}} = \frac{t_{\text{ПР-1}}}{t_{\text{ТО-3}}} - 1. \quad (15)$$

де $t_{\text{ТО-3}}$ – періодичність проведення технічного обслуговування маневрового тепловоза в обсязі ТО-3, роки.

Кількість технічних обслуговувань маневрового тепловоза в обсязі ТО-3 протягом життєвого циклу складає

$$n_{\text{ТО-3}} = z \cdot m_{\text{ТО-3}} = T_{\text{ж.ц.}} \cdot \left(\frac{1}{t_{\text{ТО-3}}} - \frac{1}{t_{\text{ПР-1}}} \right). \quad (16)$$

Враховуючи значну складність прогнозування зміни вартісних показників ремонтної складової протягом життєвого циклу, припускаємо їх незмінне значення протягом цього періоду на рівні року початку прогнозування. Для урахування фактору часу застосуємо коефіцієнт дисконтування, що перед-

бачається концепцією життєвого циклу. За цих умов витрати на утримання маневрового тепловоза в технічно справному стані шляхом проведення поточних ремонтів та технічних обслуговувань і відновлення його ресурсу шляхом проведення капітальних ремонтів за життєвий цикл без урахування дисконтування визначається за формулою

$$V_{\text{рем.}} = V_{\text{КР-2}} \cdot n_{\text{КР-2}} + V_{\text{КР-1}} \cdot n_{\text{КР-1}} + V_{\text{ПР-3}} \cdot n_{\text{ПР-3}} + V_{\text{ПР-2}} \cdot n_{\text{ПР-2}} + V_{\text{ПР-1}} \cdot n_{\text{ПР-1}} + V_{\text{ТО-3}} \cdot n_{\text{ТО-3}}, \quad (17)$$

де $V_{\text{КР-2}}$, $V_{\text{КР-1}}$, $V_{\text{ПР-3}}$, $V_{\text{ПР-2}}$, $V_{\text{ПР-1}}$, $V_{\text{ТО-3}}$ – витрати на проведення одиниці ремонту маневрового тепловоза в обсязі відповідно, КР-2, КР-1, ПР-3, ПР-2, ПР-1 та технічного обслуговування ТО-3, грн.

Витрати на утримання маневрового тепловоза в технічно справному стані шляхом проведення поточних ремонтів та технічних обслуговувань і відновлення його ресурсу шляхом проведення капітальних ремонтів за життєвий цикл з урахуванням дисконтування визначається за формулою

$$V_{\text{рем.}} = V_{\text{КР-2}} \cdot (\alpha_{\text{КР-2}} - (1 + E_n)^{t_p - T_{\text{ж.ц.}}}) + V_{\text{КР-1}} \cdot \alpha_{\text{КР-1}} + V_{\text{ПР-3}} \cdot \alpha_{\text{ПР-3}} + V_{\text{ПР-2}} \cdot \alpha_{\text{ПР-2}} + V_{\text{ПР-1}} \cdot \frac{n_{\text{ПР-1}}}{T_{\text{ж.ц.}}} \cdot \alpha_{\text{ПР-1}} + V_{\text{ТО-3}} \cdot \frac{n_{\text{ТО-3}}}{T_{\text{ж.ц.}}} \cdot \alpha_{\text{ТО-3}}, \quad (18)$$

де t_p – розрахунковий рік життєвого циклу;

E_n – норма дисконту;

$\alpha_{\text{КР-2}}$, $\alpha_{\text{КР-1}}$, $\alpha_{\text{ПР-3}}$, $\alpha_{\text{ПР-2}}$, $\alpha_{\text{ПР-1}}$, $\alpha_{\text{ТО-3}}$ – сумарний коефіцієнт дисконтування за роками проведення відповідного виду капітального ремонту в обсязі КР-2 та КР-1, поточного ремонту в обсязі ПР-3, ПР-2, ПР-1 та технічного обслуговування ТО-3.

Сумарні коефіцієнти дисконтування за роками проведення відповідного виду капітального ремонту в обсязі КР-2 та КР-1, поточного ремонту в обсязі ПР-3, ПР-2, ПР-1 та технічного обслуговування ТО-3 визначаються за формулами:

$$\alpha_{\text{КР-2}} = \sum_{i=1}^{T_{\text{ж.ц.}}} \left[(1 + E_n)^{t_p - i \times t_{\text{КР-2}}} \right], \quad (19)$$

$$\alpha_{\text{КР-1}} = \sum_{j=1}^{T_{\text{ж.ц.}}} \left[(1 + E_n)^{t_p - j \times t_{\text{КР-1}}} \right] - \alpha_{\text{КР-2}}, \quad (20)$$

$$\alpha_{\text{ПР-3}} = \sum_{k=1}^{T_{\text{ж.ц.}}} \left[(1 + E_n)^{t_p - k \times t_{\text{ПР-3}}} \right] - \alpha_{\text{КР-2}} - \alpha_{\text{КР-1}}, \quad (21)$$

$$- \alpha_{\text{КР-2}} - \alpha_{\text{КР-1}}$$

$$\alpha_{\text{ПР-2}} = \sum_{l=1}^{T_{\text{ж.ц.}}} \left[(1 + E_n)^{t_p - l \times t_{\text{ПР-2}}} \right] - \alpha_{\text{КР-2}} - \alpha_{\text{КР-1}} - \alpha_{\text{ПР-3}}, \quad (22)$$

$$\alpha_{\text{ПР-1}} = \sum_{t=1}^{T_{\text{ж.ц.}}} (1 + E_n)^{t_p - t}, \quad (23)$$

$$\alpha_{\text{ТО-3}} = \sum_{t=1}^{T_{\text{ж.ц.}}} (1 + E_n)^{t_p - t}. \quad (24)$$

де i, j, k, l – кількість ремонтних циклів за видами ремонту відповідно, в обсязі КР-2 та КР-1, ПР-3 та ПР-2 протягом життєвого циклу.

В таблиці 2 наведено результати розрахунку кількості капітальних, поточних ремонтів та технічних обслуговувань ТО-3 маневрового тепловоза ЧМЕЗ та витрат на їх проведення за життєвий цикл за вихідними даними таблиці 1. Для порівняння в таблиці 2 в графі «за графіком» наведено значення показників, отриманих згідно нормативного графіку проведення відповідних видів ремонту та технічного обслуговування ТО-3.

Таблиця 1

Вихідні дані до техніко-економічної оцінки ремонтної складової життєвого циклу маневрового тепловоза ЧМЕЗ

| Найменування показника | Значення показника |
|-------------------------------------|--------------------|
| Період життєвого циклу T , роки | 34 |
| Періодичність: | |
| капітального ремонту КР-2, роки | 17 |
| капітального ремонту КР-1, роки | 8,5 |
| поточного ремонту ПР-3, міс. | 30 |
| поточного ремонту ПР-1, міс. | 8,5 |
| технічного обслуговування ТО-3, діб | 45 |
| Витрати на одиницю ремонту: | |
| КР-2 (значення умовні), тис. грн. | 10000 |
| КР-1 (значення умовні), тис. грн. | 5000 |
| ПР-3 (значення умовні), тис. грн. | 500 |
| ПР-1 (значення умовні), тис. грн. | 100 |
| ТО-3 (значення умовні), тис. грн. | 30 |
| Розрахунковий рік | 1 |
| Норма дисконту | 0,1 |

Графічне представлення результатів техніко-економічної оцінки ремонтної складової життєвого циклу маневрового тепловоза ЧМЕЗ з урахуванням дисконтування наведено на рис.

Відхилення результатів розрахунку від значень, що визначені за нормативним графіком проведення відповідних видів ремонту та технічного обслуговування ТО-3 не перевищують 5%. Це підтверджує достовірність формалізації кількісної та вартісної оцінки ремонтної складової життєвого циклу маневрового тепловоза.

Таблиця 2

Результати техніко-економічної оцінки ремонтної складової життєвого циклу маневрового тепловоза ЧМЕЗ

| Найменування показника | Значення показника | | Відхилення, % |
|--|--------------------|-------------|---------------|
| | за розрахунком | за графіком | |
| Кількість ремонтних циклів КР-2 за життєвий цикл, і | 2,0 | 2,0 | |
| Сумарний коефіцієнт дисконтування КР-2 | 0,2176 | 0,2176 | 0 |
| Витрати на одиницю КР-2 у розрахунковому році, тис. грн. | 10000 | 10000 | |
| Кількість капітальних ремонтів КР-2 за життєвий цикл | 1,0 | 1,0 | |
| Витрати на проведення КР-2 за життєвий цикл, тис. грн. | 10000,0 | 10000,0 | 0 |
| Теж з урахуванням дисконтування, тис. грн. | 2176,3 | 2176,3 | 0 |
| Кількість ремонтних циклів КР-1 за життєвий цикл, j | 4,0 | 4,0 | |
| Сумарний коефіцієнт дисконтування КР-1 | 0,5861 | 0,5588 | 4,9 |
| Витрати на одиницю КР-1 у розрахунковому році, тис. грн. | 5000 | 5000 | |
| Кількість капітальних ремонтів КР-1 за життєвий цикл | 2,0 | 2,0 | 0 |
| Витрати на проведення КР-1 за життєвий цикл, тис. грн. | 10000,0 | 10000,0 | 0 |
| Теж з урахуванням дисконтування, тис. грн. | 2930,4 | 2794,0 | 4,9 |
| Кількість ремонтних циклів ПР-3 за життєвий цикл | 13,6 | | |
| Сумарний коефіцієнт дисконтування ПР-3 | 3,1000 | 3,2316 | 4,1 |
| Витрати на одиницю ПР-3 у розрахунковому році, тис. грн. | 500 | 500 | |
| Кількість поточних ремонтів ПР-3 за життєвий цикл | 9,6 | 10 | 4,0 |
| Витрати на проведення ПР-3 за життєвий цикл, тис. грн. | 4800,0 | 5000 | 4,0 |
| Теж з урахуванням дисконтування, тис. грн. | 1550,0 | 1615,8 | 4,1 |
| Сумарний коефіцієнт дисконтування ПР-1 | 10,5694 | 10,5694 | 0 |
| Витрати на одиницю ПР-1 у розрахунковому році, тис. грн. | 100 | 100 | |
| Кількість поточних ремонтів ПР-1 за життєвий цикл | 34,4 | 35 | 1,7 |
| Витрати на проведення ПР-1 за життєвий цикл, тис. грн. | 3440,0 | 3500,0 | 1,7 |
| Теж з урахуванням дисконтування, тис. грн. | 1069,4 | 1032,0 | 3,6 |
| Сумарний коефіцієнт дисконтування ТО-3 | 10,5694 | 10,5694 | 0 |
| Витрати на одиницю ТО-3 у розрахунковому році, тис. грн. | 30 | 30 | |
| Кількість технічних обслуговувань ТО-3 за життєвий цикл | 227,8 | 228,0 | 0,1 |
| Витрати на проведення ТО-3 за життєвий цикл, тис. грн. | 6833,3 | 6840,0 | 0,1 |
| Теж з урахуванням дисконтування, тис. грн. | 2124,2 | 2136,8 | 0,6 |
| Витрати на ремонт та технічне обслуговування за життєвий цикл, тис. грн. | 35073,3 | 35340,0 | 0,8 |
| Теж з урахуванням дисконтування, тис. грн. | 9850,3 | 9755,0 | 1,0 |



Рис. Ремонтна складова життєвого циклу маневрового тепловоза ЧМЕЗ

Висновки. Таким чином, запропонований техніко-економічний підхід дозволяє з достатньою точністю оцінити ремонтну складову життєвого циклу, що дозволить в подальшому використати його для розробки повної математичної моделі життєвого циклу маневрового тепловоза.

Література

1. Павлов Л. Н. Концепция стоимости жизненного цикла как инструмент взаимодействия поставщиков и потребителей в условиях рыночной экономики в Европе / Л. Н. Павлов // Железнодорожный транспорт. – 2006. – № 9. – С. 75-77.
2. Павлов Л. Н. Оценка стоимости жизненного цикла железнодорожной техники / Л. Н. Павлов, Ю. И. Соколов, Н. Е. Вавилов // Экономика железных дорог. – 2006. – №11. – С. 15-19.
3. Иванова Н. Г. Применение методики расчета стоимости жизненного цикла при оценке эффективности инноваций на железнодорожном транспорте / Н. Г. Иванова // Локомотив-информ. – 2007. – № 8. – С. 12-15.
4. Иванова Н. Г. Применение показателя стоимости жизненного цикла при оценке эффективности новых локомотивов / Н. Г. Иванова // Бюллетень транспортной информации. – 2007. – № 1. – С. 21-25.
5. Калабухін Ю. Є. Теоретичні положення визначення вартості життєвого циклу тягового рухомого складу / Ю. Є. Калабухін // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. ак. В. Лазаряна, 2008. – Вип. 24. – С. 221-225.
6. Калабухін Ю. Є. Теоретичні положення оновлення тягового рухомого складу з урахуванням життєвого циклу / Ю. Є. Калабухін, Е. Д. Тартаковський // Зб. науко-

- вих праць. – Х.: УкрДАЗТ. – 2009. – Вип. 111. – С. 106-120.
7. Методи оцінки життєвого циклу подвижного складу залізничних вузлів: монографія / Э. Д. Тартаковский, С. Г. Грищенко, Ю. Е. Калабухін, А. П. Фалендыш. – Л.: Ноулідж, 2011. – 174 с.
 8. Тартаковский Э. Д. Оценка жизненного цикла / Э. Д. Тартаковский, А. П. Фалендыш, Ю. Е. Калабухін, С. Г. Грищенко // Локомотив-информ. – 2013. – №2(80). – С. 56-60.
 9. Калабухін Ю. Е. Методологія та результати оцінки техніко-економічних показників використання сучасних електропоїздів з урахуванням життєвого циклу / Ю. Е. Калабухін, С. Г. Грищенко, А. П. Фалендиш // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, СХУ, 2009. – №4 (134). – Частина 1. – С. 193-199.
 10. Калабухін Ю. Е. Результати дослідження впливу реструктуризації локомотивного депо на вартість життєвого циклу тягового рухомого складу / Ю. Е. Калабухін // Вісник економіки транспорту і промисловості. – Харків: УкрДАЗТ, 2010. – Вип. 31. – С. 93-96.
 11. Калабухін Ю. Е. Результати дослідження варіантів оновлення маневрових тепловозів у відповідності до умов експлуатаційної роботи протягом життєвого циклу / Ю. Е. Калабухін // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2010. – Вип. 119 – С. 122-127.
 12. Калабухін Ю. Е. Ефективність використання електровазів 2ЭС10 і ВЛ11М в гірських умовах з урахуванням вартості їх життєвого циклу / С. Г. Грищенко, Ю. Е. Калабухін, А. П. Фалендиш // Залізничний транспорт України. – 2013 – №5/6. – С.53-59.
 9. Kalabukhin Y.E. Methodology and results of the technical and economic indicators estimation of use of modern electric trains taking into account life cycle / Y. E. Kalabukhin, S. G. Grishchenko, A. P. Falendysh // Bulletin of East Ukrainian National University named after Dahl. – Lugansk, SNU, 2009. No. 4 (134). – Part 1. – P. 193-199.
 10. Kalabukhin Y.E. Investigation results of locomotive depot restricting influence on the transport economy cost and industry / Y. E. Kalabukhin // Bulletin of Economics of transport and industry. – Kharkiv: UkrDAZT, 2010 – Iss. 31 – p. 93-96.
 11. Kalabukhin Y.E. Investigation results of variants of shunting locomotives in accordance with the terms and conditions of operational work during life cycle / Y. E. Kalabukhin // coll. of scientific works. – Kharkiv: UkrDAZT, 2010 – Iss. 119, p. 122-127.
 12. Kalabukhin Y. E. Efficiency of electric 2ES10 and VL11M in mountain conditions taking into account the cost of their life cycle / S. G. Grishchenko, Y. E. Kalabukhin, A. P. Falendysh / Railway transport of Ukraine. – 2013. – №5/6. – p. 53-59.

References

1. Pavlov L. N. Cost concept of life cycle as an instrument for interaction between suppliers and consumers in a market economy in Europe / L. N. Pavlov // Rail. – 2006. – № 9. – p.75-77.
2. Pavlov L. N. Cost estimate of life cycle of the railway equipment / L. N. Pavlov, Y. Sokolov, N. E. Vavilov // Economy railways. – 2006. – №11. – p. 15-19.
3. Ivanova N.G. Application of cost estimation of the life cycle to assess the effectiveness of innovation on railway transport / N. Ivanova // Locomotive-inform. – 2007. – № 8. – p. 12-15.
4. Ivanova N. G. Index application of life cycle costs in assessing of new locomotives efficiency / N. Ivanova // Bulletin of transport information. – 2007. – № 1. – p. 21-25.
5. Kalabukhin Y. E. Theoretical position in cost estimate of life cycle of tractive rolling stock / Y. E. Kalabukhin // Newsletter of the Dnepropetrovsk national university of railway transport named after ac. V. Lazaryan, 2008. – Iss. 24. – p. 221-225.
6. Kalabukhin Y. E. Theoretical positions of rolling stock renewal taking into account a life cycle / Y. E. Kalabukhin, E.D. Tartakovskiy // Coll. of scientific works – Kh: UkrDAZT. – 2009. – Iss. 111. – p. 106-120.
7. Estimate methods of railway rolling stock life cycle: monograph / E. D. Tartakovskiy, S. G. Grishchenko, Y. E. Kalabukhin, A. P. Falendysh. – L.: Noulidzh, 2011. – 174 p.
8. Tartakovskiy E. D. Life cycle estimation / E. D. Tartakovskiy, A.P. Falendysh, Y. E. Kalabukhin, S. G. Grishchenko // Locomotive-inform. – 2013. – №2 (80). – p. 56-60.

Рудковский О.В., Калабухін Ю.Е. Формализация ремонтной составляющей жизненного цикла маневрового тепловоза

В статье рассмотрен вопрос математического описания ремонтной составляющей жизненного цикла маневровых тепловозов. В основу математического описания положены нормативы планово-предупредительной системы ремонта тягового подвижного состава железных дорог Украины. Технико-экономический расчет с использованием предложенного математического подхода достаточно точно оценивает ремонтную составляющую жизненного цикла, что позволяет в дальнейшем использовать его для разработки полной математической модели жизненного цикла маневрового тепловоза.

Ключевые слова: жизненный цикл, маневровый тепловоз, капитальный ремонт, текущий ремонт, ремонтная составляющая.

Rudkovskiy O., Kalabukhin Y. Formalization of the repair constituent of life cycle of the shunting locomotive

The question of the mathematical description of the repair constituent of life cycle of the shunting locomotive is considered in the article. The standards of the preventive-maintenance system of repair of tractive rolling stock of railways of Ukraine are fixed in basis of the mathematical description. A technical-economical calculation with the use of a proposed mathematical approach fairly enough estimates the repair constituent of life cycle, that allows in future to use it for the development of the complete mathematical model of life cycle of the shunting locomotive.

Keywords: life cycle, shunting locomotive, renewal, maintenance, repair constituent.

Рудковський О. В. – викладач Одеського коледжу транспортних технологій, e-mail: od.os@rambler.ru

Калабухін Ю. С. – д.т.н., професор, декан економічного факультету Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail: kalabuxin-fet@ukr.net

Рецензент: д.т.н., проф. Горбунов М.І.

Стаття подана 05.03.2017

УДК 656.07:164

МОРСЬКИЙ ТУРИЗМ ЯК СУКУПНІСТЬ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ ДІЯЛЬНОСТЕЙ

Сільванська Г.М.

MARINE TOURISM AS A SET OF MULTIFUNCTIONAL OPERATIONS

Silvanskaya G.

У статті представлена структура та класифікація морського туризму виходячи з його багатофункціональної діяльності, як елементу туристичного бізнесу. Поява самого терміну «морський туризм» для поширення значення, тим самим підкреслюючи наявність морського елементу в морському туризмі. Туризм, як промисловість, і морський туризм як його невід'ємна частина, його внески у економіку країни

Ключові слова: морський туризм, яхтинг, круїзний бізнес, конкурентоспроможність, багатофункціональна діяльність.

Вступ. Однією з найбільш значущих тенденцій розвитку світового туризму є різке посилення конкуренції на ринку туристичної пропозиції, як наслідок є поява все більшого числа країн з амбітними планами залучення туристів, а також перенасичення на ринку однотипної туристської пропозиції.

Конкурентоспроможність ринку туристичних послуг на міжнародному рівні стала однією з центральних турбот як для компаній, що нещодавно з'явилися на цьому ринку, так і для лідерів, які вже встигли закріпити свої позиції.

Постановка проблеми. Туристичний сектор це:

Один з лідерів по генерації робочих місць.

Головний експортер - у третину розвиваючихся країн.

Генерує 3 млрд.дол./доб. у глобальній прибутку від експорту

5% - ВВП становить внесок від туризму.

Презентує 1 робоче місце з 12 .

Надає 30%- світового експорту сервісу.

Один з самих великих та швидко зростаючих секторів економіки

Туризм, як промисловість, і морський туризм як його невід'ємна частина, - важливий сектор, чиї непрямі внески більш важливіші, ніж прямі(рис.1), тому що підтримує розвиток других індустрій. В межах минулих 30 р. постійно показували високі

темпи приросту три основні складові частини морського - туризму(марини для яхт, яхтений чартер та круїзна(cruises) промисловість. Явище «морського туризму» уявляє собою аспект туризму взагалі, від якого й пішов цей підтип. Отже, питання визначення терміну «морський туризм» слід розглядати в контексті загального визначення туризму (рис.1.)



Рис. 1. Морський туризм як сукупність багатофункціональних заходів

З точки зору походження слів, цей термін уявляє собою словосполучення, що складається з двох слів — «морський» та «туризм». Поняття туризму добре відомо та істотно вивчено у багатьох монографіях, тож у його подальшому аналізі немає необхідності. Слово «nautical» (морський) пішло від грецького «naus», що означає судно або судноплавство.

Морський туризм, як явище - це аспект туризму, який виділился як його підтип, в контексті загально-го визначення туризму. Етимологічно (Etymologically), морський туризм - комбінація двох понять, морський і туризм. Поняття туризму відоме і достатнє узучено у багатьох наукових роботах, і не вимагає подальшого аналізу. Друге поняття «морський» розвивається від Грецьке слово *paus*, маючи на увазі судно, човен або мистецтво мореплавання [1 - 5].

У сучасних термінах, навігація - набір практичного і теоретичного знання і необхідних навичок, щоб шкіпер безпечно приплив і успішно пройшов від порту відходу до порту прибуття. Термін «Навігація», разом з асоційованим терміном «морським», в його ширшому сенсі, має значення морехідний. Це причина, чому термін морський туризм, і його інші поняття, що входять складовими частинами у морський туризм, такі як, наприклад Англійський яхтений туризм або Німецький *nautische Tourismus*, використані в міжнародній комунікації. Термін морський туризм нещодавно став загальнішим, підкреслюючи морський компонент туризму.

Крім цього, недавно термін «морський туризм» став більше поширеним, тим самим підкреслюючи наявність морського елемента в морському туризмі. Серед різних визначень терміну «морський туризм» існують декілька найбільш перспективних. Необхідно створити таке визначення, яке є найбільш придатним для наукових та практичних потреб досліджень та робіт в галузі морського туризму. Візьмемо за основу визначення морського туризму, наведені швейцарцями В. Хунцікером та К. Карпфом та, за допомогою особливостей практики морського туризму, надамо наступне визначення це визначення має елементи реального, концептуального і номінального опису, визначає суть речей, його зміст, і пояснює напрям і значення цього виду туризму. Введемо поняття:

1. Морський туризм і його функція в економічному розвитку Європи показують, що навігація - не специфічна вимога для морського туризму. Виходячи з класифікації категорії яхт, спеціальних плавзасобів, які використовуються в туристичному бізнесі в різних аспектах як у в акваторії порту так і у відкритому морі. Тому, « навігацію» як поняття замінює «використання», яке більше усебічне і тому більше відповідне.

2. Яхтмени використовують марини, яхтени гавані та стоянки. Тому важливо створити для життєздатного розвитку туристичних регіонів та їх аттракцій [5].

3. Окрім терміну «судно», ми вставили «і» інші об'єкти», пов'язані з морськими туристській діяльності» із-за зростаючої диверсифікації цієї діяльності. Так, наприклад, ночовки під час плавання все частіше включають розміщення на фіксованому місці, що є невід'ємною частиною багатьох середземноморських портів(готель). Інші види діяльності і

типи суден(наприклад туристичні підводні човни і батискафи).

4. Додали - спортивну складову, включає всі види аква культури та спорту зв'язаних з водою [8]. Ринок морського туризму розвивається і розширює свої функції і стає частиною пропозиції на ринку туризму - розробка нового ринку(підход до розвитку італійських, австрійських і німецьких озер, а також в деяких середземноморських туристичних.

Виходячи з вищевикладеного - морський туризм - багатофункціональна (multidisciplinary) діяльність. *Морський туризм - багатофункціональна (poly - functional) туристична діяльність з сильний морською компонентою.* Це просте і практичне визначення підкреслює головні характеристики морського туризму -це інтегрує його в туристичною промисловість, але включаючи, деякі зважені морехідного навички, компоненти і знання [5 - 8]. На рис.1. представлена модель базових складових діяльності морського туризму.

«Морський туризм уявляє собою сукупність багатофункціональних заходів та пов'язаних з ними дій, під час перебування в портах морського туризму або поза межами цих портів, шляхом користування судами або іншими об'єктами, пов'язаними з діяльністю в морській та туристичній галузі з метою відпочинку, спорту, розважань або інших потреб». До цього визначення входять елементи реального, концептуального та номінального визначення, оскільки воно уточнює сутність речей, визначає зміст та пояснює значення. Більш того, до цього поняття входять також круїзні тури як глобальний бізнес та аспект морського туризму, не обмежуючись лише портами, але з використанням суден лише у якості засобу пересування в цій галузі туризму. Така форма аналізу та класифікації широко застосовується, зокрема, в усіх істотних вивченнях в Німеччині, Англії (табл.).

Таблиця

Класифікація морського туризму

| Вторинна діяльність | Основні діяльності | | |
|--|---|--|---|
| | Бухти для морського туризму | Фрахтування | Круїзи |
| -дайвінг -серфінг -рафтинг -водолазні ---гребля -рибальство -пошук пригод -туризм в стилі «Робінзона» туризм інше | причали стоянки сухі доки морські вокзали | Моторні яхти з капітаном Вітрильні яхти з капітаном | Круїзні лайнери: великі світові лайнери місцеві лайнери одноденні круїзи багатоденні круїзи |

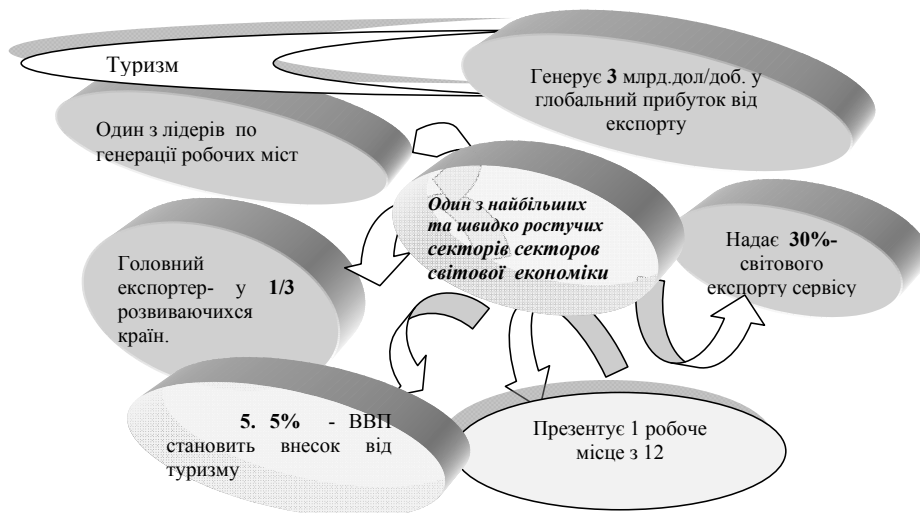


Рис. 2. Туризм, та його місце у світовій економіці

Зв'язок між галуззю та підгалузями морського туризму з її метою може створити комплекс взаємозалежності та взаємного впливу; цей ефект може бути різноманітним, але занадто сильним. Як вбачається з ринкової перспективи, ринок морського туризму можна розглядати на умовах близькості або новизни, та можна класифікувати як новий ринок для бізнесу та для яхтсменів, новий ринок; на сьогодні це переважно теоретичне поняття, хоч в деяких регіонах Європи туризм не розвинутий та існують потенціальні нові ринки.

Поступово розвивається яхтовий туризм і на Чорному морі. Необхідно відзначити, що Україна займає одне з провідних місць в Європі щодо наявності унікальних приморських рекреаційно-туристських ресурсів. Це, насамперед, протяжність берегової лінії 1640 км (40% від загальної протяжності берегової лінії Чорного моря). Одним з визначальних ресурсів є м'який, помірно-континентальний і субтропічний клімат (120 - 140 сонячних днів в році, середня температура в червні-серпні 22-23 ° C, температура морської води влітку 18-23°C) [6]. Яхтовий туризм характеризується наявністю та ступенем розвитку основних компонентів, таких як: інфраструктурні об'єкти (яхтові марини і стоянки, заправні станції, ремонтні бази), яхтовий флот (регіональний і у вигляді судів в'їзного яхтового туризму), суб'єкти контролю (митна та прикордонна служби - в якості обслуговування в'їзного і виїзного яхтового туризму), кадрове забезпечення та інформаційна підтримка.

На сьогоднішній день не всі компоненти яхтового в Україні характеризуються не достатнім ступенем розвитку. Немає облаштованих марин, а з числа існуючих яхтових стоянок жодна не може претендувати на звання "марини" за кількістю пропонуваних послуг. Але при цьому, як не парадоксально, Україна продовжує входити в закритий всесвітній клуб яхтсменів. І не просто знаходиться "в списку", а займає на ньому одну з верхніх ступенів [3].

Чартерна галузь, як підтип морського туризму, дуже часто асоціюється з портами і не існувала б без них. Чартер, тобто договір про взяття в оренду транспортного засобу, стає все більш поширеним, до того ж, в 20 процентах випадків цей договір включає в себе найм капітану судна. Але чартерна галузь є найменш фінансово розвиненою в рамках водного туризму, і, в той же час найбільш ризикованою і специфічною. Круїзна галузь вважається не тільки найбільш розвиненою галуззю у контексті водного туризму, але й просто вважається порівняно великою з усіма галузями господарської діяльності.

Висновки. У публікації була проаналізована морська діяльність туристичної індустрії. Представлена сучасна класифікація морського туризму. Зв'язок між галуззю та підгалузями морського туризму з метою створити комплекс взаємозалежності та взаємного впливу; цей ефект може бути різноманітним, але занадто сильним. Як вбачається з ринкової перспективи, ринок морського туризму можна розглядати на умовах близькості або новизни, та можна класифікувати як новий ринок для бізнесу та для яхтсменів, новий ринок; на сьогодні це переважно теоретичне поняття, хоч в деяких регіонах Європи туризм не розвинутий та існують потенціальні нові ринки.

Література

1. Kunziker, W. i Karpf, K. "Die Grundriss der Allgemeine Fremdenverkehrslehre", 1942. Definition is accepted by AIAST and WTO.
2. Luković, T. & Gržetić, Z. "Nautičko turističko tržište u teoriji i praksi Hrvatske i europskog dijela Mediterana", HHI – Croatian Hydrographic Institute Split, Split 2007, page 19.-28.
3. National "Law on The Provision of Tourism Services" 68/2007, article 44
4. Luković, T. & Gržetić, Z. "Nautičko turističko tržište u teoriji i praksi Hrvatske i europskog dijela Mediterana", HHI – Croatian Hydrographic Institute Split, Split 2007, page 26.
5. Nautical tourism.MONTENEGRO STATISTICAL OFFICE RELEASE No. 72 //Podgorica, 20 ,March 2014.

6. Prof. Dr. hc Alexis Papathanassis , Co -Director of the Institute for Maritime Tourism (IMT) //Management Accountability for Tourism Clusters Cruise Business Development: Safety, Product Design and Human Capital (Englisch) Gebundene Ausgabe – 29. April 2016. ISBN-10: 3319273515
7. Prof. Dr. hc Alexis Papathanassis. Co -Director of the Institute for Maritime Tourism (IMT)// Cruise Tourism & Innovation: Improving passengers' experiences and safety (Englisch) Taschenbuch – 9. Juni 2014.
8. Baker, I. Marriott, S. UNDP Croatia (2013)// Preparing Croatia for the introduction of the Community Led Local Development in the Fisheries Sector,2013.
9. Электронный ресурс: Режим доступа: https://webgate.ec.europa.eu/maritimeforum/sites/maritimeforum/files/Croatia_cf.pdf. (21.10.2016).
7. Prof. Dr. hc Alexis Papathanassis. Co -Director of the Institute for Maritime Tourism (IMT)// Cruise Tourism & Innovation: Improving passengers experiences and safety (Englisch) Taschenbuch – 9. Juni 2014
8. Baker, I. Marriott, S. UNDP Croatia (2013)// Preparing Croatia for the introduction of the Community Led Local Development in the Fisheries Sector,2013
9. Electronic source: https://webgate.ec.europa.eu/maritimeforum/sites/maritimeforum/files/Croatia_cf.pdf. (21.10.2016).

References

1. Kunziker, W. i Karpf, K. “Die Grundriss der Allgemeine Fremdenverkehrslehre”, 1942. Definition is accepted by AIAE and WTO
2. Luković, T. & Gržetić, Z. “Nautičko turističko tržište u teoriji i praksi Hrvatske i europskog dijela Mediterana”, HHI – Croatian Hydrographic Institute Split, Split 2007, page 19.-28.
3. National “Law on The Provision of Tourism Services” 68/2007, article 44
4. Luković, T. & Gržetić, Z. “Nautičko turističko tržište u teoriji i praksi Hrvatske i europskog dijela Mediterana”, HHI – Croatian Hydrographic Institute Split, Split 2007, page 26.
5. Nautical tourism.MONTENEGRO STATISTICAL OFFICE R E L E A S E No. 72 //Podgorica, 20 ,March 2014
6. Prof. Dr. hc Alexis Papathanassis , Co -Director of the Institute for Maritime Tourism (IMT) //Management Accountability for Tourism Clusters Cruise Business Development: Safety, Product Design and Human Capital (Englisch) Gebundene Ausgabe – 29. April 2016. ISBN-10: 3319273515

Сільванська Г.М. Морской туризм как совокупность многофункциональных деятельностей

В статье представлена структура и классификация морского туризма исходя из его многофункциональной деятельности, как элемента туристического бизнеса. Появление самого термина «морской туризм» для распространения значения, тем самым подчеркивая наличие морского элемента в морском туризме. Туризм, как промышленность, и морской туризм как его неотъемлемая часть, его вклад в экономику страны

Ключевые слова: морской туризм, яхтинг, круизный бизнес, конкурентоспособность, многофункциональная.

Silvanskaya G. Marine tourism as a set of multifunctional operations

The article presents the structure and classic marine tourism on the basis of its multifunctional activities as part of tourism business. The emergence of the term "Maritime tourism" for the spread of the values, thus emphasizing the presence of the Maritime element in marine tourism. Tourism, as an industry, and marine tourism as part of its contribution to the economy of the country

Keywords: marine tourism, yachting, kranly business, competitiveness ,multi-function operation

Сільванська Г.М. - доцент кафедри Морські перевезення Одеського Національного Морського Університету

Рецензент д.т.н., професор **Горбунов М.І.**

Стаття подана 15.03.2017

УДК 622.24.0010

КРИТЕРІЇ ОЦІНКИ КЕРОВАНОСТІ РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ**Ткаченко В.П., Сапронова С.Ю., Малюк С.В.****CRITERIA OF RAILWAY VEHICLE HANDLEABILITY****Tkachenko V., Saponova S., Maliuk S.**

У роботі формалізовано поняття керованості рейкових екіпажів та запропоновано критерії її оцінки.

Обґрунтовано нові поняття: «керованість рейкових екіпажів» та «кінематичний опір руху». Зокрема, кінематичний опір руху визначено, як складову загального опору руху, пов'язаного з кінематичними невідповідностями між траєкторією руху екіпажу і геометричними параметрами поверхонь кочення коліс колісних пар при спрямуванні екіпажів рейковою колією.

Ключові слова: рейковий екіпаж, керованість, опір руху, фрикційна взаємодія екіпажу і колії, колісна пара, рейка.

Вступ. Поняття керованості широко використовується в теорії руху колісних і гусеничних машин, водних і повітряних суден, космічних апаратів. Керованість – властивість транспортної машини підкорятися керуючому впливу. Керованість машини визначається її реакцією у вигляді зміни шляхових, курсових або бічних кінематичних параметрів на керуючий вплив з боку органу управління. Наприклад, у разі автомобіля цим впливом є поворот рульового колеса, в літаку – штурвала або ручки управління і т. д. У залізничних екіпажів, як відомо, немає таких органів управління, і зміна траєкторії руху здійснюється рейковою колією під дією горизонтальних шляхових сил.

Використовуючи термінологію теорії управління колісних машин, автори розглядають якісні показники керованості рейкових екіпажів, пов'язуючи їх з додатковим впливом на екіпаж з боку колії в процесі управління, а саме – додатковим опором руху.

Ідея зменшення опору руху є дуже привабливою через економічний чинник, наприклад, зниження опору усього на 1 % дозволило б щороку економити на одному локомотиві до 150 МВт-год електроенергії або близько 12 т дизельного палива.

Постановка проблеми. Поїзд при русі зазнає протидію багатьох сил, різних за причинами виникнення, природою і величиною. Багато з цих сил взаємопов'язані, багато випадкові. Сумарний ефект від

усіх сил протидії руху прийнято оцінювати як опір руху поїзда. Відповідно до цього опором руху називають еквівалентну силу, приведену до обох коліс, на подолання якої витрачається така ж робота, як і на подолання всіх дійсних сил, що протидіють руху. Силами опору називають зовнішні сили, прикладені до поїзда і спрямовані в бік, протилежний його руху. Відповідно до прийнятої класифікації сили опору руху, що діють постійно, складають основний опір руху, а ті що діють періодично відносяться до додаткового опору.

Виділення невирішеної проблеми. При проектуванні нових типів рухомого складу, через відсутність відповідної методики, характеристики опору руху не аналізуються [1]. Часто це призводить до невиннованого збільшення в експлуатації фрикційних навантажень на контакти коліс із рейками, які, виконуючи роль фрикційних демпферів з високим рівнем розсіювання енергії, створюють додатковий опір руху. Непрямим тому підтвердженням можуть бути експлуатаційні дані з інтенсивного підрізу гребнів і боковому зносу головок рейок [3].

Розгляд системи екіпаж-колія, як групового багатоконтактного колісного рушія, дозволяє виявити природу додаткової складової загального опору руху, пов'язаної із спрямуванням екіпажів рейковою колією. Ця складова має значний вплив на знос контактних поверхонь коліс і рейок.

Автори вважають що складова опору руху, пов'язана із спрямуванням екіпажів рейковою колією, тобто керованістю, є найбільш привабливими щодо його зменшення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Першим найбільш докладним дослідженням спрямування екіпажів рейковою колією, як фрикційної взаємодії коліс і рейок можна вважати працю Х. Хеймана [2]. В роботі закладено основні ідеї, спрямування рейкових екіпажів колією. Хоча основну увагу було сфокусовано на силах спрямування, але робота стала підґрунтям подальших досліджень

зокрема опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар колією.

Відносна кінематика колісних пар і колії і знос коліс і рейок в кривих ділянках колії розглядався у роботі [4]. Модель контактування рейкового екіпажу і колії розглядається як система багатоточкового контакту коліс і рейок. Аналізуються кінематичні проковзування у контактах при радіальній і оптимальній установці колісних пар в колії. Зроблено висновок про суттєвий вплив паразитних проковзувань на знос коліс і рейок.

Оцінці спрямовуючих сил при проходженні екіпажем кривих малого радіусу присвячено роботу [5]. Оцінку зроблено відповідно до європейського стандарту EN14363 (UIC 518), який використовується при розробці нових, реконструйованих або модернізованих залізничних транспортних засобів. Викладена методика визначення квазістатичного спрямовуючого зусилля непрямим чином підтверджує значний рівень опору руху, пов'язаного із спрямуванням екіпажу колією малого радіусу.

Одним з найбільш актуальних питань залізничної галузі є збитки, пов'язані впливом на інфраструктуру залізниці стану колії і зносу поверхонь кочення коліс транспортних засобів. Дослідженням впливу умов експлуатації рухомого складу на еволюцію зносу залізничних коліс і, як наслідок, на зміну їх профілів та на сили взаємодії транспортного засобу і колії присвячено роботу [6]. Досліджувались навантаження, що діють на залізничну інфраструктуру з боку поїзда на різних швидкостях, на ділянках колії з нерівностями і без нерівностей, а також з колесами, які мають нові та зношені профілі. Дослідження показали, що динамічні навантаження на колію, практично не залежить від стану зносу коліс. З іншого боку, нерівності рейок можуть істотно впливати на сили взаємодії транспортного засобу і колії.

У роботі [7] на основі динамічних багатомасових математичних моделей досліджувалася динаміка руху поїзда у кривих ділянках колії. Задачею досліджень було з'ясування впливу експлуатаційних умов руху поїзда на процес деградації коліс і рейок. З цією метою було введено поняття «робочі умови експлуатації», як базові для порівняння результатів досліджень. Розглядалися різні варіанти геометрії коліс і рейок. За результатами дослідження відмічається великий вплив на деградацію коліс і рейок, насамперед геометрії профілю коліс, радіусу кривої. Зроблено також висновок про залежність виду деградації поверхонь кочення коліс і рейок від умов експлуатації, а саме: у кривих великих радіусів з високим рівнем бічних нерівностей переважає втомне руйнування поверхонь кочення. Для кривих малого радіусу механізм фрикційного зносу є домінуючим, а збільшення рівня бічних нерівностей призводить до переходу до змішаного втомно-зносного режиму деградації. Вплив геометрії коліс і рейок на деградацію вивчався параметризацією геометрії профілів коліс шляхом отримання мета-моделі через регресійний аналіз. Користуючись загальноприйнятною

енергетичною теорією зносу, що пов'язує знос із фрикційними силами взаємодії у контактах коліс і рейок, можна зробити додатковий висновок про залежність сил опору руху від радіусу кривих і горизонтальних нерівностей колії.

Зменшення зносу профілів коліс високошвидкісних поїздів і продовження терміну служби коліс є задачею багатьох досліджень. У роботі [8] ця задача вирішується на математичній моделі високошвидкісного поїзда, в якому колеса розглядалося як гнучкі тіла, шлях без нерівностей. Глибина зносу профілю колеса розраховувалась за відомим законом Арчарда (Archard). За допомогою цієї моделі було вивчено вплив профілю колеса, первинної жорсткості підвіски, ширини колії на знос профілю колеса. Результати моделювання дозволили порівняти профілі коліс щодо зносостійкості поверхонь кочення і визначити параметри «оптимального» профілю. Наприклад, профіль типу XP55 показав найменшу сукупну глибину зносу, а профіль LM – має найбільшу глибину зносу. Зроблено висновок: для зменшення зносу профілю уклон поверхні кочення повинен бути у межах 1:35 - 1:40.

Робота [9] також присвячена аналізу факторів, що впливають на фрикційні процеси у контакті коліс із рейками. Докладно розглядається гармонійна модель зносу колеса в підгребеневій і гребеневій частині профілю поверхні кочення. Засновуючись на теоретичних положеннях теорії Клінгеля (Klingel) автори вважають, що кінематичні поперечні коливання, що отримали назву «вильяння», є основною причиною динамічних нормальних і тангенціальних навантажень у контактах коліс із рейками. Вочевидь, що до цих навантажень слід віднести і сили опору руху, як пов'язані із спрямуванням екіпажів рейковою колією. Автори запропонували характеристики залежностей цих сил від геометрії і властивості матеріалу контактуючих поверхонь коліс і рейок.

Мета роботи. Удосконалення структури опору руху на основі формалізації його складових, пов'язаних із фрикційною взаємодією коліс із рейками і спрямуванням екіпажів рейковою колією.

Виклад основного матеріалу дослідження.

Дослідження характеристик керованості рейкових транспортних засобів в тому вигляді, як вона розглядається в теорії руху колісних машин, є тривіальною задачею, через те, що в цьому випадку має місце управління за жорсткою програмою, і його результат, за винятком випадків сходу екіпажу з рейок, заздалегідь відомий. Однією з подібних характеристик керованості є, зокрема, , яка визначається мінімальним радіусом кривої, у яку можливе вписування екіпажу. Термін «поворотність» аналогічний вписуванню за Цеглинським і Королевим.

Якісні показники керованості рейкових екіпажів пов'язані з додатковим впливом на екіпаж з боку колії, як органу управління та на колію у вигляді силової реакції екіпажу на керуючий вплив, пов'язаний з процесом управління.

Насамперед, – це горизонтальний вплив па колію. Слід розрізняти два режими управління екіпажу рейковою колією: режим кінематичного вписування, при якому жодна з колісних пар екіпажу не має гребеневого контакту коліс з рейками і режим силового вписування, для якого характерним є спрямування колісних пар з гребневим дотиком. Очевидно, в режимі кінематичного вписування рівень впливу екіпажу на колію буде нижче, ніж в режимі силового вписування.

Іншим якісним показником керованості є додатковий опір руху, пов'язаний із спрямуванням екіпажу рейковою колією, як процесом управління.

У процесі управління екіпажу рейковою колією спостерігається циркуляція силових потоків в замкнутих контурах, утворених елементами ходової частини, приводу і колісними парами. Потужні силові потоки, що циркулюють, хоча і пов'язані з направляючою функцією колісних пар, як правило, є паразитними. Вони призводять до значних додаткових проковзувань в контактах коліс з рейками і, як наслідок, – до механічних втрат та підвищення опору руху, особливо у кривих ділянках колії.

Крім того, додаткові проковзування у контактах коліс і рейок, не пов'язані з проявом тягового зусилля, різко знижують граничні значення коефіцієнта зчеплення, тобто погіршують тягово-динамічні і гальмівні характеристики рухомого складу. Згаданий вище кінематичний опір руху, тісно пов'язаний з напрямними зусиллями і фрикційною взаємодією колісних пар з рейками.

Таким чином, процес управління рухом екіпажу – вписування – пов'язаний з двома групами силових факторів: напрямними і факторами опору.

За існуючою класифікацією опору руху він поділяється на основний і додатковий. До основного опору руху відносять складові, що діють при русі у прямій горизонтальній колії завжди, а до додаткового – складові, що діють не завжди і з'являються в особливих умовах руху. Класифікація опору руху базується на принципі зручності для його експериментального дослідження і використання у тягових розрахунках, але стримує пошук шляхів його зменшення.

Система спрямування залізничних екіпажів рейковою колією являє собою груповий багатоколісний багато-контактний фрикційний рушій. У порівнянні із іншою колісною технікою залізничні екіпажі мають три основні відмінності.

Перша: локомотиви і вагони мають спарені колеса на практично жорстких осях – колісні пари.

Друга: колісні пари формуються – по дві або по три – у візку з паралельними в плані осями.

Третя: спрямування екіпажів рейковою колією відбувається, в основному, завдяки наявності на колісних парах гребнів, що відіграють роль обмежувачів бокового переміщення у межах колії.

Саме ці відмінності, що лежать у первинній основі залізниці, є причиною кінематичного опору руху, дослідженню якого присвячено дану статтю.

За типологією класифікація будується на істотних ознаках і заснована на понятті типу, як одиниці розподілу об'єкту класифікації. Коректність розподілу заснована на двох принципах: повнота розподілу і чистота розподілу. Відповідно до першого – всі члени розподілу повинні бути перераховані. Відповідно до другого – члени розподілу не мають бути пересічними поняттями.

Розглянемо складові «Опір тертя ковзання коліс по рейках» і «Опір руху від кривої ділянки колії». За прийнятою класифікацією вони відносяться до різних типів: перша – до основного опору руху, друга – до додаткового. Але за природою, походженням, механізмом дії і впливом на характеристики рухомого складу їх можна віднести до одного і того ж типу опору – кінематичного опору руху, для якого пропонується наступне визначення.

Кінематичним опором руху рухомого складу автори називають опір, пов'язаний із фрикційною контактною взаємодією екіпажу і колії, і виникає внаслідок кінематичного проковзування у контактах коліс і рейок.

Теорія проковзування колеса відносно рейки, запропонована Рейнольдсом (Reynolds), лягла в основу численних наукових робіт, що зробило цей напрям у вивченні опору коченню найбільш розвиненим. Форми профілів колеса і рейки обумовлюють різні радіуси кіл кочення як окремих коліс колісної пари, так і різних точок контакту одного і того ж колеса при двох-точковому контактуванні. Просторовий розподіл швидкостей проковзування призводить до появи диференційного проковзування між основним і гребневим контактами в межах одного колеса. Диференційні проковзування є причиною виникнення паразитних сил у замкнутих силових контурах з вузловими точками у центрах фрикційних контактів і, як наслідок, виникнення додаткового опору руху. Автори пропонують називати опір руху, пов'язаний із диференційним проковзуванням у двох-точковому контакт – **диференційним опором руху**, як складовою кінематичного опору руху.

Диференційний опір руху. На рис. 1 показано схему двох-точкового контактування колеса і рейки, яка пояснює природу виникнення диференційного опору руху. Між основним (K_1) і гребневим (K_2) контактами створюється замкнутий силовий контур, що є причиною паразитного проковзування і утворення сили опору руху (F_c).

Система рівнянь рівноваги сил і моментів, що діють на колесо, має вигляд:

$$\begin{cases} F_c = F_{c1} - F_{c2}; \\ F_{c2} \cdot R_2 - F_{c1} \cdot R_1 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де F_c опір руху;

F_{c1} F_{c2} сили зчеплення, відповідно, у основному і гребневому контактах;

R_2 R_1 радіуси кругів кочення, відповідно, для основного і гребеневого контактів.

З системи рівнянь (1) можна отримати вираз для диференційного опору руху:

$$F_c = F_{cu1} \cdot \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) \quad (2)$$

Сили зчеплення визначаються формулами:

$$F_{cui} = N_i \cdot \Psi \cdot k_i \quad (3)$$

де N_i нормальне навантаження в контактах;

Ψ фізичний коефіцієнт зчеплення у контактах коліс і рейок;

k_i коефіцієнт використання зчеплення.

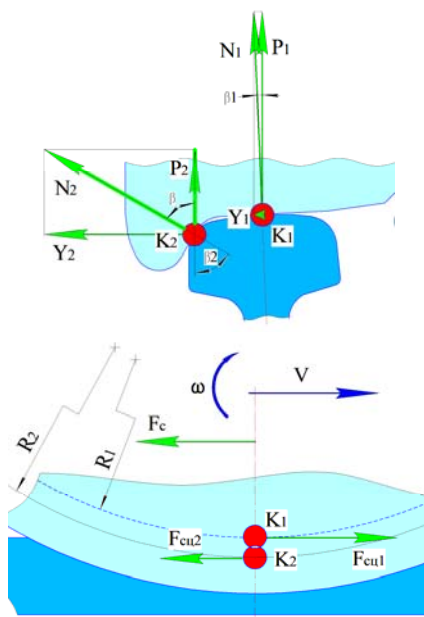


Рис.1. Схема утворення диференційного опору руху при двох-точковому контактуванні колеса і рейки

Величини, зазначені у виразі (2) визначаються наступними формулами:

$$N_i = P_i \cdot \sqrt{1 + \tan^2(\gamma_i)} \quad (4)$$

де P_i вертикальні навантаження у контактах;

γ_i кути ухилу профіля поверхні кочення у точках контактів.

Вертикальне навантаження в контактах формується зовнішніми силами, що діють на колесо з боку рами візка і рейки. Перерозподіл вертикального навантаження між контактами характеризується коефіцієнтом перекладки контакту χ

$$\begin{cases} P_1 = (\chi - 1) \cdot P_0; \\ P_2 = \chi \cdot P_0. \end{cases} \quad (5)$$

Коефіцієнт використання зчеплення:

$$k_i = \frac{\varepsilon_i}{a \cdot \varepsilon_i^2 + b \cdot |\varepsilon_i| + c} \quad (6)$$

де ε_i відносні проковзування у контактах;

a, b, c – коефіцієнти кореляції характеристики зчеплення $k(\varepsilon)$ Відносні проковзування в контактах:

$$\varepsilon_i = \frac{\omega \cdot R_i - V}{V} = \frac{R_i - R_0}{R_0} \quad (7)$$

Тут V швидкість руху центру колеса;

ω кутова швидкість обертання колісної пари;

R_0 середній радіус круга кочення коліс.

Для оцінки рівня диференційного опору руху відмітимо, що у реальних умовах при двох-точковому контактуванні різниця радіусів контактів $\Delta R = R_1 - R_2$ оже досягати 10...14 мм. При цьому значення проковзування відповідно можуть досягати 0,9 ... 1,3 %, що близьке до критичного, коли $k_i = 1$

З урахуванням (2)-(7) диференційний опір руху може досягати рівнів, що визначаються формулою:

$$F_c = N_1 \cdot \Psi \cdot k_1 \cdot \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) \quad (8)$$

звідки для $k_1 = 1$ а $\Psi = 0,33$ тримаємо рівень питомого диференційного опору руху:

$$w_0 = \chi \cdot 6 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \gamma} = 0,6 \cdot \chi \frac{H}{kH} \quad (9)$$

Диференційний опір руху виникає завжди, коли створюються умови для гребеневого контактування коліс і рейок, а саме у наступних випадках:

- при русі екіпажу у кривих ділянках колії коли, якщо одне, або декілька коліс мають гребеневе контактування з рейкою;
- при русі у прямих ділянках колії у режимі ударного набігання коліс на рейки. Цей режим є типовим при середніх і великих швидкостях руху рухомого складу;
- при порушеннях геометрії установки колісних нар в рамі візка: перекосах, поперечних відхиленнях від нормального положення.

В роботі [10] при випробуваннях на експериментальній стендовій установці підтверджено значне підвищення опору руху колісної пари від різниці радіусів коліс, що виникає при поперечному зсуві або кутовому повороті колісної пари відносно осі колії.

Циркуляційний опір руху. Значну частину опору руху в кривих ділянках колії, становить опір,

обумовлений циркуляцією паразитної потужності у замкнутих силових контурах групового колісного рушія, як системи спрямування екіпажу рейковою колією. Колеса і колісні пари при русі в складі одного екіпажу відчувають взаємний вплив один на одне через безперервно мінливі кінематичні параметри кожного окремого контакту колеса з рейкою.

Сам принцип спрямування екіпажу рейками за рахунок сил взаємодії екіпажу і колії в точках контакту вимагає наявності керуючих впливів з боку рейок, які неминуче призводять до появи додаткового опору руху. Додатковий опір руху, що є результатом групової взаємодії коліс з рейками і циркуляції паразитної потужності в замкнутих силових контурах колісних пар та візків автори пропонують називати **циркуляційним опором руху**.

Циркуляційний опір руху F_c може бути визначений з системи рівнянь (рис. 2):

$$\begin{cases} F_c + F_{cu1} - F_{cu2} = 0; \\ (F_{o1} + F_{o2}) \cdot B - (F_{cu1} + F_{cu2}) \cdot A = 0. \end{cases}$$

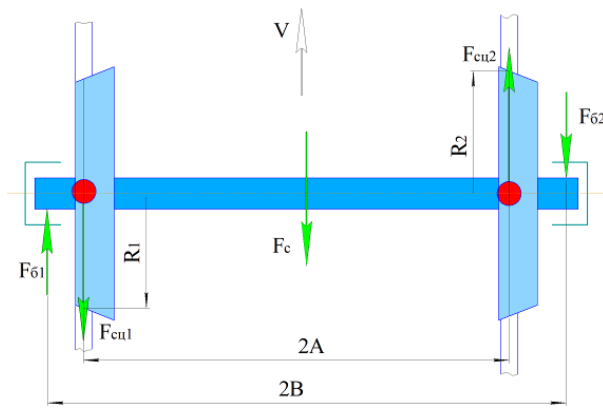


Рис.2. Схема утворення циркуляційного опору руху колісної пари

При русі колісної пари в рейковій колії кожному її поперечному положенню відносно осі колії, який визначає радіус конусів катання коліс, відповідає миттєвий радіус повороту, при якому вона може перекинутися без проковзувань у контактах з рейками, рухаючись по так званій рівноважній траєкторії.

Однак, внаслідок взаємодії між колісними парами через раму візка, фактична траєкторія кочення кожної з колісних пар відрізняється від рівноважної. Досить жорсткий кутовий зв'язок між колесами призводить до циркуляції потужності в контурі «рейкова колія-колісна пара», перерозподілу силового потоку між колесами і, як наслідок, підвищенню опору руху, а у локомотивів, до того ж, і погіршенню зчпних якостей.

У разі групового приводу колісних пар силовий контур має кілька розгалужуються ланцюгів. Енергія циркуляції силового контуру поглинається, в основному, в контактах коліс з рейками, а частково, в

дисипативних зв'язках візки. Нерівномірність перерозподілу силового потоку між колесами залежить від декількох факторів:

- жорсткості характеристик зчеплення;
- крутильної жорсткості осі, тобто параметрів зв'язку коліс;
- геометричних характеристик колісної пари, включаючи конусність і діаметр поверхонь катання коліс, ширину колії і базу візка;
- параметрів поздовжніх і поперечних буксових зав'язків колісної пари з рамою візка;
- радіусів кривої ділянки колії.

Як було зазначено, циркуляційний опір є сліднаслідком циркуляції силових потоків в замкнутих контурах. Контакти коліс з рейками виконують роль роз'єднуючих вузлових точок. Рівень циркулюючої потужності обмежується граничними значеннями сил зчеплення в контактах, завдяки проковзуванню. Прослизання в контактах коліс з рейками, пов'язані з двома парціальними рухами колісної пари: прямолінійним і кутовим навколо миттєвого центра повороту. Дійсний рух колісних пар є сумою цих рухів.

Існування циркуляційного опору руху яскраво підтверджується явищем коливання вилання колісних пар і візків. Можна сказати, що на коливання вилання витрачається паразитна енергія, що циркулює у замкнутих силових контурах колісних пар.

Диференціальний та циркуляційний опір руху є складовими кінематичного опору руху. Кінематичний опір руху має ознаки і основного і додаткового опору, тому, умовно, при русі в прямих ділянках колії його слід розглядати, як частину основного, а при русі в кривих, як частину додаткового. Диференціальний та циркуляційний опір руху виникає, як правило, при наявності замкнутих силових контурів, типових не тільки для випадку взаємодії залізничних екіпажів і колії, а й для багатьох інших динамічних систем з багато-поточною передачею сил і моментів. Динамічні процеси при розгалуженні силових потоків, притаманні приводам більшості транспортних засобів, частково досліджуються за допомогою теорії силового потоку. Деяку подоби силових контурів можна побачити в теорії електричних ланцюгів. Однак, багато явищ, що відбуваються в замкнутих пружних силових контурах механічних передач, можуть бути описані тільки за допомогою теорії замкнутих силових контурів, яка потребує уточнення.

У вітчизняній і зарубіжній літературі даних щодо кількісних характеристик кінематичного опору руху вкрай мало. Практично єдиним і далеко не повним його дослідженням можна вважати теоретичні і експериментальні роботи, виконані для вантажних вагонів в Дослідницькому Центрі залізниці США в Публо в 1984-85 рр. У статті [11], присвяченій означеним дослідженням, відмічається значне підвищення опору руху в кривих ділянках колії, навіть при незначній розбіжності в діаметрах коліс на одній колісній парі.

Досліджень, присвячених розробці принципів проектування екіпажів з низьким опором руху на основі технічних рішень з більш раціональним розподілом кінематичного проковзування в контактах коліс з рейками авторами не знайдено.

Висновки. У статті пропонується розглядати спрямування екіпажів рейкової колією, як процес управління траєкторією руху. Використовуючи термінологію з теорії управління колісних машин, автори в той же час розглядають якісні показники керованості рухом рейкових екіпажів, яких немає в згаданій теорії. Якість управління пов'язується з додатковим впливом на екіпаж з боку колії, як органу управління, і на колію у вигляді силової реакції екіпажу на керуючий вплив, пов'язаний з процесом управління.

Запропонована в статті методика оцінки якості вписування рейкових екіпажів в криві ділянки колії за показниками керованості, як універсальної характеристики динамічних і тягових якостей і опору руху, дозволяє виробити загальні підходи до конструювання ходових частин рухомого складу на основі комплексної методики оцінки деяких якісних показників рейкових екіпажів.

Література

- Fomin, O.V. Increase of the freight wagons ideality degree and prognostication of their evolution stages / O.V. Fomin // Scientific Bulletin of National Mining University . 2015, Issue 2, p.68-76.
- Хейман Х. Направление экипажей рельсовой колеей. □ М:Трансжелдориздат, 1957. 416 с.
- Бабаев А. М. Исследование сопротивления движению автономного рельсового экипажа/ А.М. Бабаев, Н.В. Бодня, Н.Я. Гаркавин // Вісник ДНУЗТ ім. В. Лазаряна. - 2006. - Вип. 12. - С. 107-109
- M. Rosenberger, P. Dietmaier, J. Payer and K. Six. The Influence of the Wheelset Relative Kinematics of Railway Vehicles on Wheel/Rail Wear in Curved Track. Vehicle System Dynamics, Vol. 46, No. 1, 2008, pp. 403-414.
- Zelenka, J., Michalek, T. A New Method of the Assessment of Rail Vehicles Guiding Behaviour in Small-radius Curves. International Journal of Applied Mechanics and Engineering. 15 (2). 2010. 511-519
- J. Pombo, J. Ambrosio, M. Pereira, R. Verardi, C. Ariaudo, N. Kuka. Influence of Track Conditions and Wheel Wear State on the Loads Imposed on the Infrastructure by Railway Vehicles. Computers and Structures, Vol. 89, No. 21-22, 2011, pp. 1882-1894
- K. Karttunen. Influence of rail, wheel and track geometries on wheel and rail degradation. Doctor Thesis. Göteborg, 2015.
- N. Wu, J. Zeng. Parametric analysis of wheel wear in high-speed vehicles. Journal of Modern Transportation. 2014, Volume 22, Issue 2, pp. 76-83.
- G. Crabb, S. Brown, P. Sanders, D. Wright, S. McRobbie, H. Viner. Investigation of novel systems for monitoring rail adhesion. Published Project Report - PPR 678. Transport Research Laboratory. 2013. 45 P.
- Miyamoto Masayuki. Экспериментальное исследование процессов упругого скольжения в зоне контакта колеса и рельса/ J.Railway Eng.Assoc.-1985.-V.28.-№7.-P.16178-16181.
- Elkins J.A., Wilson N.G. Train Resistance Measurement Using a Roller Rig/ Vehicle Syst.Dyn.-1985.-V.14.-№1-3.-P.46-51.

References

- Fomin O.V. Povysheniye stepeni ideal'nosti gruzovykh vagonov i prognozirovaniye ikh etapov evolyutsii / O.V. Fomin // Nauchnyy vestnik natsional'nogo gornogo universiteta. 2015, vypusk 2, s. 68-76.
- Kheyman KH. Napravleniye ekipazhey rel'sovoy koleyey. □ M: Transzheldorizdat, 1957. 416 s
- Babayev A. M. Issledovaniye soprotivleniya dvizheniyu avtonomnogo rel'sovogo ekipazha / A.M. Babayev, N.V. Bodnya, N.YA. Garkavin // Вісник ДНУЗТ ім. В. Лазаряна. - 2006. - Vip. 12. - S. 107-109
- M. Rozenberger, P. Ditmayyer, Dzh. Payer i K. Shestoy. Vliyaniye otноситel'noy kinematiki kolesnykh par zheleznodorozhnogo transporta na iznos koles / rel'sov v krivolinyeynom treke. Dinamika transportnogo sredstva, Vol. 46, N 1, 2008, pp. 403-414.
- Zelenka Dzh., Mikhalek T. Novyy metod otsenki povedeniya napravlyayushchikh rel'sovykh transportnykh sredstv v krivykh malogo radiusa. Mezhdunarodnyy zhurnal prikladnoy mekhaniki i tekhniki. 15 (2). 2010. 511-519
- J. Pombo, J. Ambrosio, M. Pereira, R. Verardi, C. Ariaudo, N. Kuka. Vliyaniye usloviy dorozhnogo pokrytiya i sostoyaniya iznosa koles na nagruzki, nalagayemye na infrastrukturu zheleznodorozhnyimi transportnymi sredstvami. Komp'yutery i struktury, Vol. 89, No. 21-22, 2011, pp. 1882-1894
- K. Karttunen. Vliyaniye geometrii rel'sov, koles i gusenits na razrusheniye koles i rel'sov. Doktorskaya dissertatsiya. Geteborg, 2015 god.
- N. Wu, J. Zeng. Parametricheskyy analiz iznosa koles v vysokoskorostnykh transportnykh sredstvakh. Zhurnal sovremennogo transporta. 2014, tom 22, vypusk 2, str. 76-83.
- G. Crabb, S. Brown, P. Sanders, D. Wright, S. McRobbie, H. Viner. Issledovaniye novykh sistem kontrolya adgezii rel'sov. Opublikovannyy otchet po proyektu - PPR 678. Transportnaya issledovatel'skaya laboratoriya. 2013 god. 45 P.
- Miyamoto Masayuki. Eksperimental'noye issledovaniye pro-tsessov uprugogo skol'zheniya v zone kontakta kolesa i rel'sa / J.Railway Eng.Assoc.-1985.-V.28.-№7.-R.16178-16181.
- Elkins J.A., Wilson N.G. Izmereniye soprotivleniya dvizheniyu s pomoshch'yu rolikovoy ustanovki / avtomobilya Sist.Dyn.-1985.-V.14.-№1-3.-P.46-51.

Ткаченко В.П., Сапронова С.Ю., Малюк С.В. Критерии оценки управляемости рельсовых экипажей.

В работе формализовано понятие управляемости рельсовых экипажей и предложены критерии ее оценки. Обоснованы новые понятия: «управляемость рельсовых экипажей» и «кинематический сопротивление движению». В частности, кинематическая сопротивление движения определено, как составляющую общего сопротивления движения, связанного с кинематическими несоответствиями между траекторией движения экипажа и геометрическими параметрами поверхностей качения колес колесных пар при направлении экипажей рельсовой колеей.

Ключевые слова: рельсовый экипаж, управляемость, сопротивление движению, фрикционное взаимодействие экипажа и пути, колесная пара, рельс.

Tkachenko V., Saprionova S., Maliuk S. Criteria of railway vehicle handleability.

The article formalized the concept of railway vehicles handleability and proposed criteria for its evaluation. Developing of new concepts: "handling of railway vehicle dynamics" and "kinematic resistance to movement". In particular, the kinematic resistance to movement is defined as a component of a General resistance movement associated with the kinematic discrepancies between the trajectory of the crew and geometrical parameters of the rolling surface of the wheels of wheelsets in the direction of the crews of the rail.

Keywords: rail carriage, handling, resistance, friction interaction of the crew and the way, a pair of wheels, rail.

Ткаченко В.П. – д.т.н., проф. кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць» ДЕТУТ.

Сапронова С.Ю. – д.т.н., проф. кафедри «Вагони та вагонне господарство» ДЕТУТ.

Малюк С.В. – кафедра «Тяговий рухомий склад залізниць» ДЕТУТ.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 05.03.2017

УДК 629.4: 629.1

ПЕРСПЕКТИВИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ДЛЯ ЕЛЕКТРИФІКОВАНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Фалендиш А.П., Володарець М.В., Артеменко О.В.

PROSPECTS FOR ENERGY SAVING ELECTRIFIED VEHICLES

Falendish A., Volodarets M., Artemenko O.

Проаналізовано існуючий технічний стан електрифікованих транспортних засобів на прикладі маневрових тепловозів, розглянуто режими їх експлуатації та особливості будови, які є недосконалими з цієї точки зору. Виявлено проблеми енергозбереження, які їм притаманні. Проведено аналіз існуючих способів підвищення енергоефективності маневрових тепловозів. Надано рекомендації в цьому напрямку для локомотивів, що експлуатуються на залізницях України. Виявлено, що доволі ефективним є використання накопичувачів енергії у силових ланцюгах маневрових тепловозів.

Ключові слова: енергозбереження, електрифікований транспортний засіб, енергетична установка, накопичувач.

Постановка проблеми. Ефективне енергозбереження припускає не тільки й не стільки економію енергоресурсів, скільки оптимальне їхнє використання.

Сучасний транспорт пред'являє усе більш тверді вимоги до економічних, токсичним і енергетичним показникам поршневого двигуна внутрішнього згорання, але їх поліпшення зустрічає все нові й нові труднощі.

Ефективне використання паливо-енергетичних ресурсів на залізничному транспорті можливо за рахунок збільшення коефіцієнту корисної дії енергетичної системи та зменшення енергетичних втрат.

На залізницях України широке застосування одержали маневрові тепловози. Маневровий локомотив – це локомотив, призначений для маневрових робіт на станціях і під'їзних коліях, тобто для виконання всіх пересувань вагонів по станційних коліях, формування й розформування поїздів, подачі вагонів до вантажних фронтів, на ремонтні колії, перестановки з парку в парк [1].

Згідно наявних даних зі звітів Донецької залізниці, витрата палива на маневрові роботи становить близько 50% загальної витрати дизельного палива локомотивами.

Тому питання підвищення енергоефективності саме маневрових тепловозів є доволі актуальним і потребує негайного вирішення.

Мета. Мета статті полягає в проведенні аналізу існуючого стану енергоефективності маневрових тепловозів, а також заходів для її підвищення.

Результати досліджень. Заходи, що приймалися для стабілізації залізничного комплексу, не змогли зупинити критичний знос основних фондів залізниць України, і, перш за все, рухомого складу, який за період з 1992 р. збільшився з 38% до 80%, а активної частини – до 85% [2]. Тому виникає необхідність у оновленні тягового рухомого складу Укрзалізниці. Це можна зробити наступними способами: шляхом закупки нового рухомого складу або модернізацією існуючого [2-6].

З аналізу розшифрувань БІС-Р виходить, що фактична витрата палива маневровими тепловозами звичайно перевищує витрату, зазначений у техпаспорті локомотива. Це викликано, насамперед, із наступними факторами: тривалим простоем локомотива; частою зміною позицій контролера машиніста; роботою на низьких позиціях тощо.

При виконанні маневрів локомотив по більшій частині працює на несталому режимі. Для частих рушань із місця й прискорень потрібні велика зчіпна вага й більша тягові зусилля, тому маневрові локомотиви мають порівняно більшу силу тяги й відповідно невисокі розрахункові швидкості тривалих режимів. Він повинен забезпечувати максимально можливо за умовами безпеки швидкість руху, плавне гальмування, швидке реверсування, високий середньоексплуатаційний ККД і надійність. Керування маневровим локомотивом повинне бути простим і зручним.

Основний час маневровий тепловози простоюють, тобто проводять в очікуванні чергового завдання. Дизельний двигун у такому режимі роботи є менш підходящим. Реальна необхідність у ньому виникає тоді, коли тепловоз рушає з місця, а далі він працює в самому неекономічному режимі. Висока номінальна потужність необхідна маневровивізним локомотивам, які крім маневрів на станці-

як виконують також передачу составів на сусідні станції й вузли.

Існує багато способів підвищення енергоефективності маневрових тепловозів [7]. Всі їх можна розділити на чотири групи:

- використання локомотивної енергетичної установки нового покоління;
- використання екіпажу нового покоління;
- розробка нового типу передачі потужності;
- використання допоміжного обладнання нового покоління.

Доволі ефективним є використання всіх перелічених вище заходів в комплексі.

Дедалі більших обертів набирає використання для маневрових тепловозів енергетичних установок нового покоління в тому числі з накопичувачами енергії. В цьому напрямку існує багато розробок [8—23].

Так для залізниць Росії в 2008 р. спеціалістами ВАТ «ВНКТІ» було підготовлено проект, а на Ярославському електровозоремонтному заводі виготовлено опитний дводизельний маневровий локомотив на екіпажній базі тепловоза ЧМЕЗ. Ціль розробки - створення тепловоза, який відповідає сучасним екологічним вимогам, зниження витрати палива. Порівняльні випробування показали, що цей тепловоз забезпечує зниження витрат палива від 0,7 до 9,5 %. Екологічні показники нових дизелів значно кращі за штатний дизель K6S310DR [8].

Відома технічна пропозиція [9], що передбачає використання в силовому ланцюзі маневрового тепловоза конденсаторного накопичувача порівняно невеликої ємності - близько 0,4 – 0,6 кВт·год. Це відповідає 22-30 конденсаторам виробництва ТОВ «ЭКОНД», які можна встановити на маневровому тепловозі без істотних компонувальних переробок. Енергетичний накопичувач через перетворювач напруги включається в силовий ланцюг тепловоза, що живить тягові двигуни. Керування напругою на вході або виході з перетворювача здійснюється за допомогою системи керування, убудованої в електронний регулятор дизель-генератора. Заряд накопичувача може здійснюватися трьома способами: від тягового генератора. Напруга регулюється управлінням збудження тягового генератора; від тягових двигунів у режимі гальмування; від зовнішньої мережі.

Система керування повинна відслідковувати три рівні напруги - тяговий генератор, накопичувач, тягові двигуни.

Застосування на маневрових тепловозах гібридних енергетичних установок з накопичувачами електроенергії дозволяє зменшити експлуатаційну витрату палива і встановлювати дизель-генератори меншої потужності. Завдяки включенню до складу гібридних енергетичних установок накопичувача електроенергії виникає можливість забезпечити роботу дизеля переважно на найбільш економічних режимах з мінімальною питомою витратою палива. Доцільність цих заходів детально розглянуто у літературі [10-16]. Так, наприклад, Фірма Rail Power Technology (Канада) в 2001 р. вперше модернізувала маневровий тепловоз GG20B для США, перетворив його на гібридний локомотив. При модернізації ДГУ

заміняється АБ та дизель-генераторною установкою меншої потужності. ТЕД модернізованого локомотива живляться від АБ, а ДГУ використовується більшу частину часу тільки для підзарядки АБ. Економія палива даними локомотивами складає 40-60 % [16].

Кращі екологічні показники гібридних енергетичних установок можуть бути обумовлені такими факторами: використанням замість базового, часто морально застарілого дизеля, сучасного двигуна іншої моделі, що має малотоксичний робочий процес; застосуванням нейтралізаторів токсичних речовин, що містяться у відпрацьованих газах; зміною режимів навантаження дизеля гібридної енергетичної установки відносно режимів навантаження базового дизеля [17].

Визначення необхідної енергоемності накопичувача енергії та потужності силової установки для маневрового тепловозу із гібридною передачею дуже детально розглянуто у літературі [18-21].

Відома також конденсаторна система пуску дизеля Шевякова [22]. Розроблені на сьогоднішній день конденсаторні системи пуску дизелів зі спільною роботою акумуляторних батарей (АБ) і конденсаторів не збільшили надійність запуску, і можливість відмови цих систем велика.

Основна причина полягає в тому, що пуск дизеля однаково здійснюється від акумуляторної батареї, а конденсатори, поставлені нібито для полегшення пускового режиму її роботи, відбирають частину енергії АБ на свій заряд, і всі проблеми акумуляторного пуску залишаються.

Принципова відмінність цієї системи від інших полягає у роздільній роботі акумуляторної батареї і конденсаторів, де запуск виконується без витрати енергії акумуляторної батареї (вона у пуску не бере участь) і тільки від конденсаторів. Після запуску дизеля АБ і конденсатори автоматично роздільно заряджаються від генератора. У цьому випадку кількість пусків дизеля необмежено без шкоди для АБ і конденсаторів, у яких внутрішній опір у десятки разів менше, ніж у акумуляторної батареї.

У випадку несправності тепловоза (невдалий запуск) передбачений заряд конденсаторів від АБ. І тоді кількість спроб запуску можлива 30...40 разів, до повного виснаження батареї.

Застосування накопичувачів невеликої потужності в силовому ланцюзі тепловоза дозволяє поліпшити його споживчі якості в частині паливної економічності, екологічній ефективності й надійності роботи силової установки.

На тепловозах «Evolution» компанії «General Electric Transportation Systems» (GETS) використовується батарейний накопичувач енергії [23]. Енергія накопичувача, отримана в результаті рекуперативного гальмування, потім використовується на режимі тяги. Використання енергії гальмування на тепловозах «Evolution» дозволить зменшити витрату палива та викид шкідливих речовин у атмосферу на 15 %.

Тому є очевидним, що використання накопичувачів енергії для підвищення енергетичної ефективності маневрових тепловозів є доволі перспективним рішенням, яке активно реалізується на залізницях.

цях закордоном. Але в Україні цей напрямок знаходиться на стадії розробки. Тому вирішення цього питання є доволі актуальним.

Висновки. 1. Проведено аналіз існуючого стану енергоефективності маневрових тепловозів та виявлено слабкі сторони цього питання.

2. Проаналізовано існуючі розробки в області енергозбереження цих локомотивів.

3. Надано рекомендації щодо підвищення ефективності використання маневрових тепловозів.

4. Виявлено, що доволі ефективним є використання накопичувачів енергії у силових ланцюгах маневрових тепловозів.

Л і т е р а т у р а

1. Железнодорожный транспорт. Энциклопедия. Под ред. Конарев Н.С. 1994г.-559 с.
2. Сергиенко Н.И. Решение проблем подвижного состава железных дорог Украины через взаимодействие государственного и частного секторов экономики // Локомотив-информ. - 2010. -№6. -С.40-46.
3. Бірюков О.С., Фалендиш А. П., Володарець М. В., Золотухін І. В. Модернізація маневрового тепловоза ЧМЭЗТ з метою зменшення витрати палива і значного зниження викидів шкідливих речовин / // Зб. наук. праць. –Харків: УкрДАЗТ, 2011. Вип. 126. С. 157-160.
4. Володарець М. В. Аналіз витрат палива тепловозами серії ЧМЕЗ та ЧМЕЗ-П під час виконання маневрової роботи // Зб. наук. праць. – Донецьк: ДонІЗТ, 2011. Вип. 27. С. 99-104.
5. Фалендиш А. П., Володарець М. В., Золотухін І. В. Аналіз витрат палива тепловозами серії ЧМЕЗ та ЧМЕЗ-П під час виконання вивізної роботи // Зб. наук. праць. – Донецьк: ДонІЗТ, 2011. Вип. 28. С. 196-202.
6. Фалендиш А. П., Володарець М. В., Білецький Ю. В. Розробка методики розрахунку питомих витрат палива модернізованим і базовим маневровими локомотивами при їх роботі по станції // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ : СХУ ім. В. Даля, 2012. №3(174).– С. 217-224.
7. А.Ю. Біда, О.Д. Жалкін, Д.С. Жалкін. Технології підвищення ерgetичної ефективності тепловозів // Зб. наук. праць. –Харків: УкрДАЗТ, 2011. Вип. 126. С. 152-155.
8. Бабков Ю. В., Сазонов И. В., Гусев В. Ю., Сергеев В. Л., Будницкий А. А. Два дизеля для тепловоза ЧМЭЗ / Локомотив. – 2010. – № 1. – С. 37–39.
9. Коссов, Е. Е. Применение накопителей малой энергоемкости в силовой цепи тепловоза [Текст] / Е. Е. Коссов, С. О. Никипель // Локомотив-информ. – 2010. – № 12. – С. 40–42.
10. Фалендыш А.П., Володарец Н.В. Оценка технического уровня маневровых тепловозов с гибридной передачей // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.– №5(147) 2010. – С. 134-141.
11. Фалендыш А.П., Володарец Н.В. Использование гибридных передач на маневровых тепловозах // Локомотив-информ. – 2010. – Декабрь. – С. 4-7.
12. Гулиа Н.В. Накопители энергии. - М.: Наука, 1980, с.137-138.
13. Фалендиш А.П., Володарець М.В. Розробка моделі для вибору потужнісних характеристик маневрового тепловозу із гібридною передачею // Збірник наукових праць ДонІЗТ. – 2010. - №24. – С. 122-130.
14. Варакин А.И., Варакин И.Н., Менухов В.В. Маневровый и универсальный локомотив с гибридной силовой установкой и накопителем энергии на базе электрохимических конденсаторов /Наука и техника транспорта, 2007. № 12, с. 34-40, <http://www.elibrary.ru/item.asp?id=9516479>.
15. Сергієнко М.І., Пелепейченко В.І., Гончарів О.І., Гордієнко Д.О. Оцінка ефективності можливих варіантів модернізації енергетичної установки маневрового тепловоза ЧМЭЗ/Залізнич. транспорт України. № 6 - 2011. - С. 35 - 38.
16. Лувишис, А. Л. Тепловозный парк США [Текст] / А. Л. Лувишис // Железнодорожный транспорт . – 2009. – № 7. – С. 72–77.
17. Щербак В.П., Сергієнко М.І., Каграманян А.О., Пелепейченко В.І. Зменшення викидів оксидів азоту дизелем маневрового тепловозу шляхом застосування гібридної енергетичної установки // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.– №5(176) – Частина 1 – 2012.– С. 173-179.
18. Володарець М. В. Визначення необхідної енергоемності накопичувачів енергії та потужності силової установки маневрового тепловозу із гібридною тягою// Зб. наук. праць. – Донецьк: ДонІЗТ, 2011. Вип. 26. С. 92-95.
19. Сергієнко М.І., Гончарів О.І., Пелепейченко В.І., Гордієнко Д.О. Вибір характеристики керування гібридною енергетичною установкою перспективного маневрового тепловоза/ Вісник Східноукр. над., ун-ту ім. В. Даля. №4 (158). 2011-4.1 -. С. 122- 132.
20. Коссов Е.Е., Азаренко В.А., Комарицкий М.М. К вопросу выбора мощностных характеристик перспективного автономного тягового подвижного состава // Транспорт Российской Федерации. Спецвыпуск: Наука и транспорт. Железные дороги России – 2007. – С. 20-21.
21. Носков В.Н., М.Ю. Пустоветов. Об энергоёмкости накопителя энергии для тепловоза // Вестник ВНИИЖТ – №5 – 2008. – С. 42-44.
22. Хайруллин Р. Р., А. В. Шевяков. Перспективная система пуска дизеля // Локомотив. – 2010. – № 12. – С. 19–21.
23. Зайцева Т. Н. Методы сокращения потребления энергии и топлива // Локомотив. – 2010. – № 2. – С. 44–45.

References

1. Zhelezнодороzhnyj transport. Jenciklopedija. Pod red. Konarev N.S. 1994g.-559 s.
2. Sergienko N.I. Reshenie problem podvizhnogo sostava zheleznyh dorog Ukrainy cherez vzaimodejstvie gosudarstvennogo i chastnogo sektorov jekonomiki // Lokomotiv-inform. - 2010. -№6. -S.40-46.
3. Birjukov O.S., Falendish A. P., Volodarec' M. V., Zolotuhin I. V. Modernizacija manevrovogo teplovoza ChMJe3T z metoju zmenshennja vitraty paliva i znachnogo znizhennja vikidiv shkidlivih rehovin / // Zb. nauk. prac'. –Harkiv: UkrDAZT, 2011. Vip. 126. S. 157-160.
4. Volodarec' M. V. Analiz vitrat paliva teplovozami serii ChME3 ta ChME3-P pid chas vikonannja manevrovoi roboti // Zb. nauk. prac'. – Donec'k: DonIZT, 2011. Vip. 27. S. 99-104.
5. Falendish A. P., Volodarec' M. V., Zolotuhin I. V. Analiz vitrat paliva teplovozami serii ChME3 ta ChME3-P pid

- chas vikonannya viviznoi roboti // Zb. nauk. prac'. – Donec'k: DonIZT, 2011. Vip. 28. S. 196-202.
6. Falendish A. P., Volodarec' M. V., Bilec'kij Ju. V. Rozrobka metodiki rozrahunku pitomih vitrat paliva modernizovanim i bazovim manevrovimi lokomotivami pri ih roboti po stancii // Visnik Shidnoukraïns'kogo nacional'nogo universitetu im. V. Dalja. – Lugans'k : SNU im. V. Dalja, 2012. №3(174). – S. 217-224.
 7. A.Ju. Bida, O.D. Zhalkin, D.S. Zhalkin. Tehnologii pidvishhennja ergetichnoi efektnosti teplovoziv // Zb. nauk. prac'. –Harkiv: UkrDAZT, 2011. Vip. 126. S. 152-155.
 8. Babkov Ju. V., Sazonov I. V., Gusev V. Ju., Sergeev V. L., Budnickij A. A. Dva dizelja dlja teplovoza ChMJe3 // Lokomotiv. – 2010. – № 1. – S. 37–39.
 9. Kossov, E. E. Primenenie nakopitelej maloj jenergoemkosti v silovoj cepi teplovoza [Tekst] / E. E. Kos-sov, S. O. Nikipelyj // Lokomotiv-inform. – 2010. – № 12. – S. 40–42.
 10. Falendysh A.P., Volodarec N.V. Ocenka tehničeskogo urovnja manevrovih teplovozov s gibridnoj peredachej // Visnik shidnoukraïns'kogo nacional'nogo universitetu imeni Volodimira Dalja.– №5(147) 2010. – S. 134-141.
 11. Falendysh A.P., Volodarec N.V. Ispol'zovanie gib-ridnyh peredach na manevrovih teplovozah // Lokomotiv-inform. – 2010. – Dekabr'. – S. 4-7.
 12. Gulia N.V. Nakopiteli jenerгии. - M.: Nauka, 1980, s.137-138.
 13. Falendish A.P., Volodarec' M.V. Rozrobka modeli dlja viboru potuzhnisnih karakteristik manevrovogo teplovozu iz gibridnoju peredacheju // Zbirnik naukovih prac' DonIZT. – 2010. - №24. – S. 122-130.
 14. Varakin A.I., Varakin I.N., Menuhov V.V. Manevro-vyj i universal'nyj lokomotiv s gibridnoj silovoj ustanovkoj i nakopitelem jenerгии na baze jelektrohi-micheskih kondensato-rov /Nauka i tehnika transporta, 2007. № 12, s. 34-40, <http://www.elibrary.ru/item.asp?id=9516479>.
 15. Sergienko M.I., Pelepejchenko V.I., Gonchariv O.I., Gordienko D.O. Ocinka efektnosti mozhlivih variantiv modernizacii energetichnoi ustanovki manevrovogo teplovoza ChMJe3//Zaluznich. transport Ukraïni. № b - 2011. - S. 35 - 38.
 16. Luvishis, A. L. Teplovoznij park SSHa [Tekst] / A. L. Luvishis // Zheleznodorozhnyj transport . – 2009. – № 7. – S. 72–77.
 17. Shherbakov V.P., Sergienko M.I., Kagramanjan A.O., Pelepejchenko V.I. Zmshennja vikidiv oksidiv azotu dizelem manevrovogo teplovozu shljahom zastosuvannja gibridnoi energetichnoi ustanovki // Visnik shidnoukraïns'kogo nacional'nogo universitetu imeni Volodimira Dalja.– №5(176) – Chastina I – 2012.– S. 173-179.
 18. Volodarec' M. V. Vznachennja neobhidnoi energoemnosti nakopichuvachiv energii ta potuzhnosti silovoi ustanovki manevrovogo teplovozu iz gibridnoju tjagoju// Zb. nauk. prac'. – Donec'k: DonIZT, 2011. Vip. 26. S. 92-95.
 19. Sergienko M.I., Gonchariv O.I., Pelepejchenko V.I., Gordienko D.O. Vibir charakteristiki keruvannja gibridnoju energetichnoju ustanovkoju perspektivnogo manevrovogo teplovoza/ Visnik Shidnoukr. nad., un-tu im. V. Dalja. №4 (158). 2011-4.1 - S. 122- 132.
 20. Kossov E.E., Azarenko V.A., Komarickij M.M. K voprosu vybora moshhnostnyh karakteristik perspektivnogo avtonomnogo tjagovogo podvizhnogo sostava // Transport Rossijskoj Federacii. Specvypusk: Nauka i transport. Zheleznye dorogi Rossii – 2007. – S. 20-21.
 21. Noskov V.N., M.Ju. Pustovetov. Ob jenergoemkosti nakopitelja jenerгии dlja teplovoza // Vestnik VNIIZhT – №5 – 2008. – S. 42-44.
 22. Hajrullin R. R., A. V. Shevjakov. Perspektivnaja sis-tema puska dizelja // Lokomotiv. – 2010. – № 12. – S. 19–21.
 23. Zajceva T. N. Metody sokrashhenija potreblenija jenerгии i topliva // Lokomotiv. – 2010. – № 2. – S. 44–45.
- Фалендыш А.П., Володарец Н.В., Артеменко А.В. Перспективы энергосбережения для электрифицированных транспортных средств.**
Проанализировано существующее техническое состояние электрифицированных транспортных средств на примере маневровых тепловозов, рассмотрены режимы их эксплуатации и особенности строения, которые являются несовершенными с этой точки зрения. Выявлено проблемы энергосбережения, которые им присущи. Проведен анализ существующих способов повышения энергоэффективности маневровых тепловозов. Предоставлены рекомендации в этом направлении для локомотивов, которые эксплуатируются на железных дорогах Украины. Выявлено, что довольно эффективным является использование накопителей энергии в силовых цепях маневровых тепловозов.
Ключевые слова: энергосбережение, электрифицированное транспортное средство, энергетическая установка, накопитель.
- Falendysh A., Volodarets M., Artemenko O. Prospects for energy saving electrified vehicles.**
Review current technical condition of electrified vehicles on the example of shunting locomotives is considered to operate them, and the structural features that are deficient in this respect. The problems of energy saving, which they share. The analysis of existing ways to improve energy efficiency of shunting locomotives. Provided recommendations in this direction for the locomotives, which operate on the railways of Ukraine. Found that quite effective is the use of energy storage in power circuits shunting locomotives.
Keywords: energy, electrified vehicle, power plants, storage.
- Фалендыш А.П.** – д.т.н., професор кафедри Експлуатація та ремонт рухомого складу, УкрДУЗТ, м.Харків, Україна, e-mail: fap_hiit@ukr.net.
Володарець М.В. – к.т.н., старший викладач кафедри Експлуатація та ремонт рухомого складу, УкрДУЗТ, м.Харків, Україна, e-mail: volodarets.nikita@yandex.ru.
Артеменко О.В. – аспірант кафедри Експлуатація та ремонт рухомого складу, УкрДУЗТ, м.Харків, Україна.
- Рецензент:* д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

УДК 629.4.02.001.76

**СИСТЕМАТИЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО
ВПРОВАДЖЕННЯ ПОПЕРЕДНЬО НАПРУЖЕНИХ І/АБО
ДЕФОРМОВАНИХ СКЛАДОВИХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ ЗА КРИТЕРІЄМ
ДІЮЧИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ЕТАПАХ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ**

Фомін О.В., Стецько А.А., Коваленко В.В.

**SYSTEMATIZATION OF CONSTRUCTIVE-TECHNOLOGICAL
IMPLEMENTATION OF PRE-STRESSED AND/OR DEFORMED COMPONENTS
OF FREIGHT CARS ON THE CRITERION LOADS ON THE STAGES LIFECYCLE**

Fomin A., Stetsko A., Kovalenko V.

В статті структуровані в графічному вигляді та наведені можливості конструктивного впровадження попередньо напружених і/або деформованих складових вантажних вагонів нового покоління. Запропоновані теоретичні положення щодо впровадження попередньо напружених і/або деформованих складових в конструкції вантажних вагонів у відповідності з можливими випадками дії навантажень на етапах життєвого циклу. Також в роботі у загальному плані наведено фізичне підґрунтя впровадження попередньо напружених і/або деформованих складових в конструкції вантажних вагонів та приклад реалізації такого підходу.

Ключові слова: вантажні вагони, попередній напружений і/або деформований стан, розрахункові навантаження на етапах життєвого циклу.

Вступ. Для економіки України вантажний вагон ключову роль як засіб транспортування вантажів а також як кінцевий продукт машинобудування [1, 5-7]. Сьогодні в Україні функціонує більше 15 підприємств, які займаються будівництвом вантажних вагонів та понад 20 підприємств, які спеціалізуються на виготовленні окремих складових для них, на яких у сукупності працює близько 100 тис. працездатного населення.

Проте сьогодні питання оновлення вантажного рухомого складу залишається вкрай важким [2, 10, 11]. Потенціал України з продажу вантажних вагонів не реалізується, що перешкоджає надходженню коштів в бюджет країни. Причинами, які заважають отримувати позитивний економічний результат є наступні [1-3]: не реалізовані можливості із зниження тари вантажних вагонів та з підвищення вантажопідйомності; необґрунтовано дорогих матеріалів та комплектуючих у конструкціях вантажних ваго-

нів, що використовуються; недостатньо ефективні схеми використання вантажного парку.

За даними Головного інформаційно-обчислювального центру Укрзалізниці, парк вантажних вагонів України складається із 173407 вагонів переважна більшість яких (89,6 %) експлуатується на межі визначеного терміну служби. Понад 30 вітчизняних вагоноремонтних депо займається їх ремонтами.

Наразі після тривалої експлуатації значна частина залізничних вагонів має ознаки фізичного зносу. Виникає необхідність підсилення конструкцій з причини фізичного старіння і під час технічного обслуговування та ремонту.

У відповідності з [2, 6, 7, 10, 11] перспективними напрямками конструктивного вирішення цих проблем можуть стати:

- розроблення та впровадження в конструкції вантажних вагонів перспективних технічних рішень;
- розроблення методів пошуку та реалізації ресурсозберігаючих виконань конструкцій вантажних вагонів;
- пошук в конструкціях вантажних вагонів місць з недостатніми та надлишковими запасами міцності.

При цьому суттєвим потенціалом з впровадження можна охарактеризувати метод створення керованого напруженого та/або деформованого стану конструкцій. Результати аналізу успішного вирішення схожих проблем в інших галузях промисловості (аеротехнічній, ракетобудівній, нафтогазовій, паливній, будівельній та ін.), що пов'язані з виготовленням металоконструкцій додатково підтвердили наведене твердження.

Постановка проблеми. Серед основних очікуваних результатів впровадження даного методу стосовно залізничних вагонів можна віднести:

1) економія металу і коштів при виготовленні завдяки більш ефективному розподілу зовнішніх зусиль та збільшенню області пружної роботи;

2) за рахунок підвищення несучої здатності вагона, збільшення навантажень;

3) зниження деформативності всього кузова вагона або окремих його елементів, зменшення частоти або амплітуди коливань;

4) підвищення стійкості окремих елементів або всього кузова вагона в цілому;

5) збільшення витривалості окремих елементів при циклічних навантаженнях за рахунок поліпшення характеристики циклу;

6) сприятлива зміна властивостей конструкції (динамічних характеристик при динамічних впливах, аеродинамічних характеристик при вітрових впливах, підвищення протидії температурним навантаженням (наприклад морозостійкості та протидії високим температурним навантаженням при специфічних завантажувально-розвантажувальних роботах);

7) забезпечення в деяких випадках зручності складальних (складально-зварювальних) робіт, і в зв'язку з цим зниження трудо- та енерговитрат;

8) протидія виникненню негативних залишків деформацій від технологічних факторів.

На відміну від традиційних методів підсилення несучих конструкцій, що згинаються, (зміна конструктивної схеми конструкції; збільшення площі та типів поперечних перерізів окремих елементів конструкцій; зміна виду з'єднань елементів конструкції; заміна елементів конструкцій), підсилення способом регулювання напружень дозволяє виконувати роботи при діючих на конструкцію навантаженнях різних рівнів і з мінімальними економічними витратами.

Однак підсилення додатковими сталевими елементами чи арматурними стержнями у вигляді горизонтальних чи шпренгельних зтяжок викликає ряд факторів, які безпосередньо впливають на їх міцність і потребують розроблення відповідного наукового та інженерного інструментарію.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теоретико-експериментальним дослідженням міцності, стійкості та жорсткості попередньо-напружених сталевих конструкцій, присвячені роботи Р.В. Алдушкіна, Є.І. Белені, Д.Ф. Белого, В.В. Бірюлева, А.А. Васильєва, Ю.В. Гайдарова, І.Г. Клінова, В.Ф. Мареніна, Б.М. Второва, А.М. Петрова, А.М. Сперанського, М.М. Стрелецького, О.Л. Шагіна, М.Ю. Ізбаша і їх учнів та інших учених. Проте розгляд сучасного науково-технічного матеріалу з даного питання засвідчив відсутність змістовної інформації з розгляду такого завдання для залізничного транспорту в цілому, та вантажного вагонобудування зокрема. Тому доцільно та актуально провести дослідження, які будуть спрямовані на розроблення ме-

тодів створення керованого напруженого та/або деформованого стану конструкцій вантажних вагонів та їх елементів.

Мета статті. Представлення особливостей та результатів наукового обґрунтування впровадження попередньо напружених і/або деформованих складових в конструкції вантажних вагонів у відповідності з можливими випадками навантажень на етапах життєвого циклу. Для цього було проаналізовано штатні та екстремальні експлуатаційні випадки роботи конструкцій вантажних вагонів та класифіковано можливі компенсаційні сили, які можливо створити запропонованим методом. Також в роботі у загальному плані наведено фізичне підґрунтя впровадження попередньо напружених і/або деформованих складових в конструкції вантажних вагонів та приклад реалізації такого підходу.

Результати досліджень. За рахунок створення попереднього напруження досягається збільшенням області пружної роботи деталі або вузла. Це досягається насамперед створенням зворотних за знаком та близьким за модулем тим, що виникають при навантаженнях на етапах життєвого циклу. Наприклад, розтягнута балка з несучою здатністю $N_1 = R_y A$, будучи попередньо стиснена до появи напружень σ_0 , має збільшену несучу здатність $N_2 = (\sigma_0 + R_y) A$ (рис. 1). Очевидно, що при збереженні несучої здатності, площа перерізу балки може бути відповідно зменшена. Область пружної роботи попередньо напруженої балки збільшується на величину σ_0 . Напруження, що виникають створюють суттєвий вплив на втомну міцність і кількість циклів n .

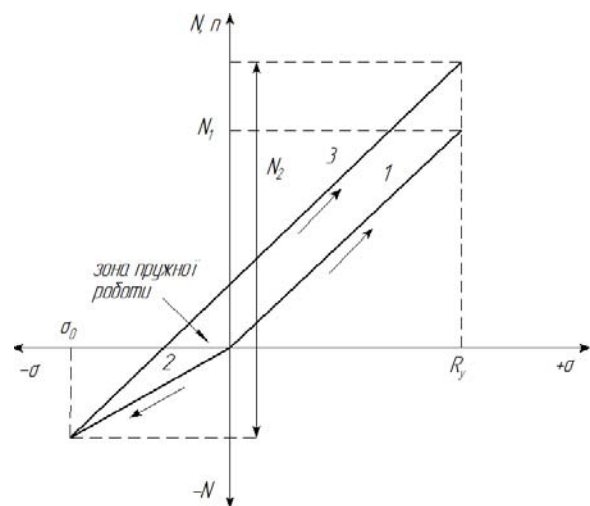


Рис. 1. Створення робочого напруження (тросом):

- 1 – робота балки без попереднього напруження,
- 2 – робота з балкою при створенні попереднього напруження;
- 3 – робота балки з попереднім напруженням (трос)

Попереднє напруження відкриває можливість ефективно використовувати високоміцні сталі, міцність яких у кілька разів вище, ніж у звичайних

сталей. З високоміцних матеріалів виготовляють тільки гнучкі елементи у вигляді канатів, тяг, шарнірно-зчленованих і ін. Які не можуть сприймати стискаючі зусилля, не будучи попередньо розтягнутими [12].

Зниження деформативності досягається постановкою додаткових пружних опор у вигляді попередньо розтягнутих тросів або стержнів. Крім того, в деяких конструкціях, наприклад, в балках з затяжкою, в процесі попереднього напруження створюється прогин f_0 . При цьому, переріз балки можна зменшити, це призведе до збільшення деформативності, проте відносний прогин, відрахований від початкового положення балки $f_2 = f_p - f_0$, буде менший повного прогину, аналогічної конструкції без попереднього напруження (рис. 2).

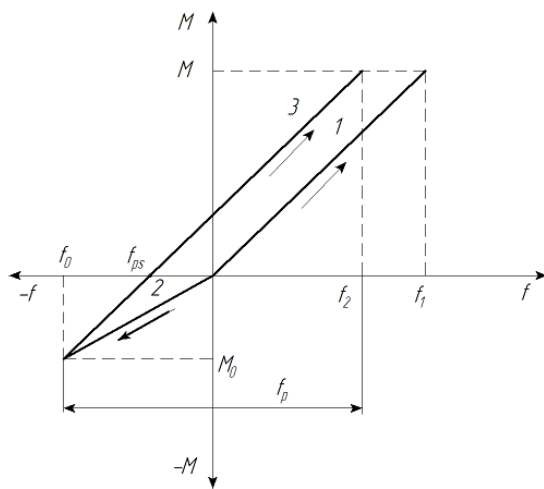


Рис. 2. Створення деформації балки з попередньо напруженою затяжкою:

- 1 - робота балки з затяжкою без попереднього напруження; 2 - вигин балки при попередньому натягу затяжки; 3 - робота балки зменшеного перерізу з попередньо напруженою затяжкою

Надійність та довговічність металевих конструкцій багато в чому залежать від властивостей матеріалу. Найбільш важливими для роботи конструкцій є механічні властивості: міцність, пружність, пластичність, схильність до крихкого руйнування, повзучість, твердість, а також зварюваність, корозійна стійкість, схильність до старіння і технологічність.

При статичному навантаженні, а також його пружні і пластичні властивості визначаються випробуванням стандартних зразків (прямокутного або круглого перерізу) з записом діаграми залежності між напруженням і відносним видовженням.

У загальному випадку обґрунтування міцності матеріалів конструкцій проводиться порівнянням напружень, що виникають в конструкції від зовнішніх впливів, з значеннями межі текучості і межі міцності з врахуванням коефіцієнтів запасу міцності.

Якщо матеріал піддається дії циклічно змінних напружень, то при достатньо великому числі циклів руйнування може статися при напруженнях менше межі міцності (тимчасового опору) і навіть межі текучості. Це явище називається втомою металу. Обґрунтування міцності конструкції з урахуванням циклічно мінливих навантажень проводиться розрахунком на циклічну міцність.

Міцність та втомна міцність залежать в першу чергу від пружності.

Пружні властивості матеріалу визначаються модулем пружності E , і межею пружності, тобто таким максимальним напруженням, при якому деформації після зняття навантаження зникають.

Можна вважати, що сила, необхідна для вигину елемента, пропорційна його видовженню

$$F_{пруж} = k \cdot |\Delta l|, \tag{1}$$

де $F_{пруж}$ – сила пружності;
 k – жорсткість матеріалу;
 $|\Delta l|$ – деформація елемента (абсолютне розтягнення або стиснення).

При силах, що не доходять до межі пружності, елемент повертається до своєї вихідної довжини або форми після зняття навантаження. Під дією зовнішньої сили тіло деформується до тих пір, доки зовнішня сила не врівноважиться внутрішньою силою або силою пружності.

Механічне напруження, що виникає при деформації стискання та розтягування рівна

$$\sigma = \frac{F_{пруж}}{S}, \tag{2}$$

де $F_{пруж}$ – пружна сила;
 S – площа перерізу тіла.

Для пружних деформацій справедливий закон Гука

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = \frac{|\Delta l|}{l} \cdot E, \tag{3}$$

де ε – відносне подовження;
 E – модуль пружності (модуль Юнга) (не впливає);

$|\Delta l|$ – абсолютне подовження елемента;

l – довжина елемента.

Прирівнявши ліві частини рівнянь отримаємо

$$\frac{F_{пруж}}{S} = E \frac{|\Delta l|}{l}. \tag{4}$$

Під дією зовнішньої прикладеної сили в жорсткопружному тілі атоми зміщуються зі своїх рівноважних положень, що супроводжується збільшенням потенціальної енергії тіла на величину, рівну

роботі зовнішньої сили. Так середня сила, необхідна для розтягування елемента, дорівнює

$$\bar{F} = \frac{F - F_0}{2} = \frac{F - 0}{2} = \frac{k|\Delta l|}{2}. \quad (5)$$

З викладеного вище можна зробити наступний висновок: попередньо напружуючи і/або деформуючи елемент, тобто створюються компенсуючі сили ($F_0 \neq 0$), що зменшують абсолютне видовження елемента і відповідно відносно подовження, елемент починає працювати за тих же умов, але з меншою деформативністю, що в свою чергу позитивно впливає на його ресурс, подовжуючи його (рис. 2).

А робота розтягування елемента як міра зміни потенціальної енергії тіла при його деформації дорівнює добутку середньої сили на подовження:

$$A = \bar{F}|\Delta l| = \frac{k|\Delta l|^2}{2}. \quad (6)$$

Це означає, що поки подовження або стиснення елемента пропорційне прикладеній силі, то відхилення міжatomних відстаней від їх рівноважних значень пропорційні чинним між атомами силам - під силу пружності:

$$F_{\text{пруж}} = -kx. \quad (7)$$

Таким чином, повернення або пружні сили, які можна отримати при диференціюванні потенціальної енергії, згідно з умовою потенційності пружних сил $\bar{F} = -grad W_p$, прямо пропорційні відхиленню атомів від положення рівноваги. Тому тіло в області пружних деформацій можна представити як сукупність атомів-кульок, з'єднаних пружинами, орієнтації яких фіксовані іншими пружинами.

При подальшому навантаженні елемента (нелінійна ділянка деформаційної кривої пружної області, що лежить між межами пропорційності і пружності) при деформації проявляються в'язкопружні властивості твердих тіл. В'язкість або внутрішнє тертя - це властивість твердих тіл (а також газів і рідин) чинити опір деформації. В'язкість твердих тіл супроводжується виникненням всередині тіла шарів, що рухаються відносно один одного у напрямку прикладених сил, і, відповідно, виникненням дотичних сил тертя між ними. З в'язкістю твердих тіл пов'язаний розвиток залишкових деформацій.

Для вантажного вагона можна встановити наступну залежність

$$\varepsilon = f(F_{\text{сили}}^{\text{розтяг}}), \quad (8)$$

де $F_{\text{сили}}^{\text{розтяг}}$ - сили розтягу.

$$F_{\text{сили}}^{\text{розтяг}} = F_{\text{експл}} = F_{\text{верт}} + F_{\text{повзд}} + F_{\text{бічні}} + F_{\text{сам.врів.}}. \quad (9)$$

Іншими словами, для того щоб зменшити відносне подовження тіла (деталі, вузла) необхідно або зменшити дію сили, що діє на нього, або ж ввести компенсуючий елемент (наприклад сталевий трос, що натягується в хребтовій балці), що буде створювати сили протидії протилежно направлені діючим, тобто

$$\begin{array}{ccc} & \text{напружений стан} & \\ F_{\text{сили}}^{\text{протидії}} \rightarrow & \wedge \cup \vee & \rightarrow \\ & \text{направлено - деформований стан} & (10) \\ & \rightarrow \text{сила натягу троса} & \\ & \rightarrow \text{величина вигину стіни} & \end{array}$$

Це дозволить покращити сприйняття навантажень при тих же самих обмеженнях, що призведе до:

- зменшення площі S перерізу, а значить до зниження металоемності;
- зниження якості матеріалу і як наслідок зниження вартості при виготовленні та протягом всього життєвого циклу.

Суть методу: скоротити приріст переміщень за рахунок створення сил протидії, шляхом створення направлено попередньо напруженого і/або деформованого стану.

$$\bar{F}^{\text{компенс}} \rightarrow -|\bar{F}_{\text{експл}}^{\text{дія}}|. \quad (11)$$

Далі виникає необхідність проаналізувати відповідно до [8, 9] схеми прикладення навантажень (рис. 3), врахування яких необхідно при оцінках міцності елементів кузовів вагонів за режимами Норм [9].

Відповідно до класифікації [4] способи створення попереднього напруженого і/або деформованого стану зручно графічно пов'язати з основними розрахунковими експлуатаційними та додатковими схемами роботи вантажних вагонів (рис. 4).

Як видно з графіка в схемах b , e , u , k , l , та m є можливість зменшення напружень в рамі та кузові за рахунок застосування способів створення компенсаційних сил способами попередньо напруженого і/або деформованого стану. А саме для схеми b - способи 1 та 4; e - 1 - 7; u - 1 та 4; k - 1 - 7; l - 4; m - 2, 5 та 7.

Розрахунки на міцність елементів кузова вагона виконують для найбільш несприятливих можливих сполучень навантажень, яким відповідають певні режими роботи вагонів в поїзді, при маневрах, розвантаженні та інші. Нормами [9] встановлюються два основних (I і III) та один додатковий спеціальний (II) розрахункові режими:

Маючи приведені схеми навантажень, можна сформулювати сумарні навантаження за режимами Норм [9], які позначимо як P_7 та вкажемо схеми в яких можливе зменшення напружень за рахунок застосування способів створення попередньо напруженого і/або деформованого стану елементів або вузлів вагона.



Рис. 3. Розширена схема прикладення навантажень до вагонних конструкцій у різних розрахункових випадках життєвого циклу

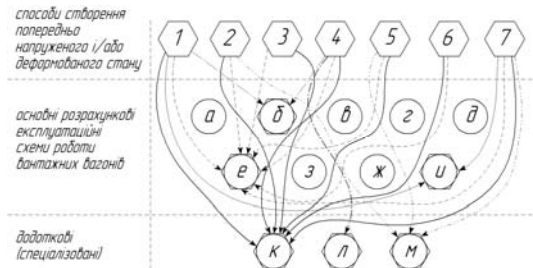


Рис. 4. Допоміжний графік структурування можливостей створення компенсаційних сил способами попередньо напруженого і/або деформованого стану вагонних конструкцій

Тоді оцінка за режимом I квазістатичного стиснення виходитиме накладенням схем:

1 розрах. випадок $P_{\Sigma} = a + z + u$, (12)

2, 3 розрах. випадок $P_{\Sigma} = a \pm v + z + e$. (13)

Тут перша формула – для центрального прикладення повздовжньої сили, $\pm v$ – врахуванням пониження (+) або підвищення (-) осі автотчеплення по відношенню до осі автотчепу сусіднього вагону.

Оцінювання за режимом I квазістатичного розтягування можна отримати за аналогією:

4 розрах. випадок $P_{\Sigma} = b + d + e$, (14)

5, 6 розрах. випадок $P_{\Sigma} = b \pm v + d + e$. (15)

Оцінювання за режимом III квазістатичного стиснення:

7 розрах. випадок $P_{\Sigma} = a + z + e^* + ж$, (16)

8, 9 розрах. випадок $P_{\Sigma} = a \pm v + z + e^* + ж$. (17)

Тут e^* припускає, що вертикальне навантаження збільшується в $(1 + k_{ов} + k_{об})$ раз. Де $k_{ов}$ – коефіцієнт вертикальної динаміки, $k_{об}$ – коефіцієнт, що враховує вплив бокових сил інерції, приймається рівним 0,1 для вантажних вагонів.

Оцінювання за режимом III квазістатичного розтягування:

10 розрах. випадок $P_{\Sigma} = b + d + e^* + ж$, (18)

11, 12 розрах. випадок $P_{\Sigma} = b \pm v + d + e^* + ж$. (19)

За режимом I – удар:

13 розрах. випадок $P_{\Sigma} = e + z$, (20)

14, 15 розрах. випадок $P_{\Sigma} = \pm v^* + e + z$. (21)

Тут $\pm v^*$, коли на схемі враховується сила P тільки зі сторони удару.

За режимом I – ривок:

16 розрах. випадок $P_{\Sigma} = e + u$, (22)

17, 18 розрах. випадок $P_{\Sigma} = \pm v^* + e + u$. (23)

За режимом III – удар:

19 розрах. випадок $P_{\Sigma} = e^* + ж + z$, (24)

20, 21 розрах. випадок $P_{\Sigma} = \pm v^* + e^* + ж + z$, (25)

За режимом III – ривок:

22 розрах. випадок $P_{\Sigma} = e^* + ж + u$, (26)

23, 24 розрах. випадок $P_{\Sigma} = \pm v^* + e^* + ж + u$. (27)

Залежно від призначення і особливостей конструкції вагонів разом з перерахованими вище силами повинні враховуватися також такі сили:

к) сили розпору (тиску) сипучих і навалочних вантажів (25 розрахунковий випадок);

л) сили тиску рідин і газів, в тому числі і зниженого внутрішнього тиску (нижче атмосферного) в котлах цистерн, вантажних ємностях бункерних вагонів та сили гідравлічного удару в котлах цистерн, резервуарах, баках (26 розрахунковий випадок);

м) сили створення деформованого стану (вертикальний вигин) при проведенні складально-зварювальних робіт для хребтової балки та надп'ятникового місця напіввагона, а також зварювальних робіт їх верхніх обв'язувань (27 розрахунковий випадок).

Зменшення напружень для кожного випадку за схемами (рис. 3) зручно графічно зобразити (рис. 5).

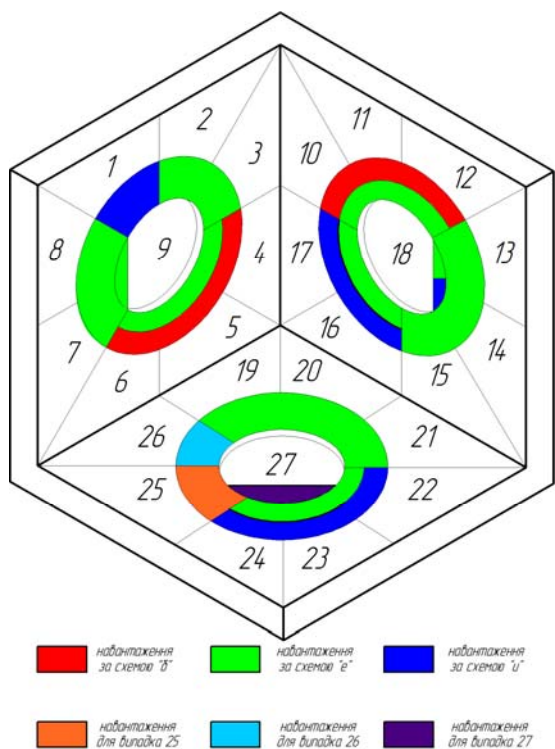


Рис. 5. Узагальнююче структурно-логічне поле визначення компенсаційної спрямованості впровадження попередньо напруженого і/або деформованого стану в вагонні конструкції в залежності від розрахункових випадків в життєвому циклі

Розроблено ряд технічних рішень з удосконалення конструкцій вантажних вагонів, що було запатентовано (рис. 6).

Висновки. Отримані та представлені у статті результати дозволяють стверджувати про ефективність впровадження запропонованого наукового підходу зі створення направлено деформованого стану в вагонних конструкціях.

Структуровані у графічному вигляді та наведені у роботі можливості конструктивного та технологічного впровадження попередньо напружених і/або деформованих складових вантажних вагонів доцільно використовувати при проведенні подальших науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт зі створення вантажних вагонів нового покоління, а також підвищення системної ефективності їх існуючих моделей.

Запропоновані теоретичні положення впровадження попередньо напружених і/або деформованих складових в конструкції вантажних вагонів у відпо-

відності з можливими випадками навантажень на етапах життєвого циклу доцільно використовувати при вирішенні аналогічних науково-прикладних завдань для інших видів рухомого складу, а також об'єктів транспортного машинобудування.

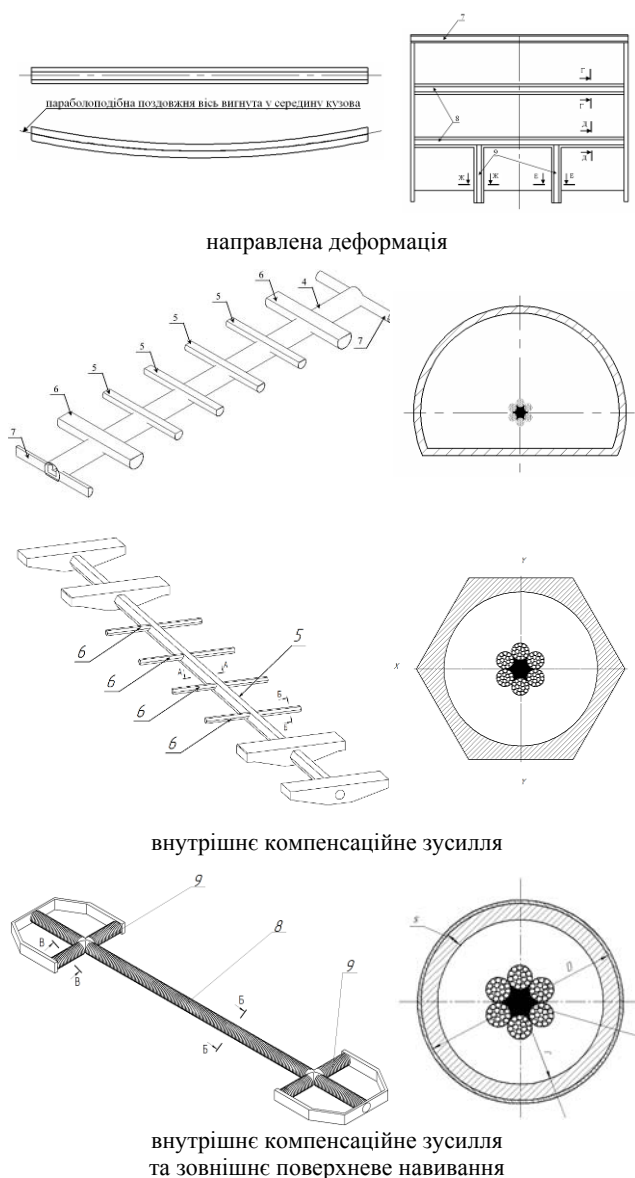


Рис. 6. Запатентовані конструкції вантажних вагонів з впровадженням попередньо напруженого і/або деформованого стану

Література

1. Fomin, O.V. Modern requirements to carrying systems of railway general-purpose gondola cars / O.V. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2014, No. 5 – P.31-43.
2. Fomin, O.V. Increase of the freight wagons ideality degree and prognostication of their evolution stages / O.V. Fomin // Scientific Bulletin of National Mining University . 2015, Issue 2, p.68-76.
3. Фомін О.В. Теоретичні основи програмного комплексу визначення та використання математичних моделей складових вантажних вагонів // Вісник Кременчуцько-

- го національного університету імені Михайла Остроградського. – 2013. – № 6. – С. 87–91.
4. Фомін, О.В. Можливості застосування попередньо напружених конструкцій в залізничному машинобудуванні / О.В. Фомін, М.І. Горбунов, А.А. Стецько, В.В. Коваленко // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Київ: ДЕТУТ, 2016. – Вип. 29. – С. 37-53.
 5. Lovska A. The study of dynamic load on a wagon-platform at a shunting collision / A. A. Lovska, A. Rybin. – Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – № 3 – p. 4–8.
 6. Тартаковский Э.Д. Методы оценки жизненного цикла тягового подвижного состава железных дорог: монография / Э.Д. Тартаковский, С.Г. Грищенко, Ю.Е. Калабухин, А.П. Фалендыш. – Луганск: Ноулидж, 2011. – 173 с.
 7. Panchenko S.V. Formation of an automated traffic capacity calculation system of rail networks for freight flows of mining and smelting enterprises / S.V. Panchenko, T.V. Butko, A.V. Prokhorchenko, L.O. Parkhomenko // Natsional'nyi Hirnychiy Universytet. Naukovyi Visnyk. – 2016. – Vol. 2. – P. 93–99.
 8. РД 24.050.37-90 «Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества».
 9. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) и изменения и дополнения. – М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
 10. Mohyla V. The use of biofuel on the railway transport / V. Mohyla, I. Vasyliiev, E. Nozhenko // Int. Sci. J. "Transport Problems". – Gliwice, Volume 7, Issue 1, 2012. – P. 21 – 26.
 11. Gorbunov N. Method of determining the parameters of improved railway brake equipment / N. Gorbunov, E. Kravchenko, O. Prosvirova, O. Nozgenko, M. Kovtanets, S. Mokrousov, S. Kara // TEKA. Commission of motorization and energetics in agriculture – 2015, Vol. 15, No.2, 33-38.
 12. Металлические конструкции: справ. проектировщика. В 3 т. Т. 1. Общая часть / под общ. ред. В.В. Кузнецова. – М.: Изд-во АСВ, 1998. – 576 с.
 - mashynobuduvanni / O.V. Fomin, M.I. Horbunov, A.A. Stets'ko, V.V. Kovalenko // Zbirnyk naukovykh prats' Derzhavnoho ekonomiko-tekhnologichnoho universytetu transportu Ministerstva osvity i nauky Ukrainy: Seriya «Transportni systemy i tekhnolohiyi». – Kyiv: DETUT, 2016. – Vyp. 29. – pp. 37-53.
 5. Lovska A., Rybin A. The study of dynamic load on a wagon-platform at a shunting collision // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2016, no. 3, pp. 4–8.
 6. Tartakovskij E.D., Grishhenko S.G., Kalabuhin Yu.Ye., Falendysh A.P. Metody ocenki zhiznennogo cikla tjavogogo podvizhnogo sostava zheleznykh dorog: monografiya [Methods for evaluation of traction rolling stock of the life cycle: a monograph]. Lugansk, Noulidzh Publ., 2006, 173 p.
 7. Panchenko S.V., Butko T.V., Prokhorchenko A.V., Parkhomenko L.O. // Formation of an automated traffic capacity calculation system of rail networks for freight flows of mining and smelting enterprises // Natsional'nyi Hirnychiy Universytet. Naukovyi Visnyk. 2016, Vol. 2, pp. 93–99.
 8. RD 24.050.37-90 «Vahony vantazhni i pasazhyr's'ki. Metody vyprobuvan' na mitsnist' i khodovi yakosti»
 9. Normy dlya rozrakhunku i proektuvannya vahoniv zaloznykh dorih MPS koliiyi 1520 mm (nesamokhidnykh) i zminy ta dopovnennya. - M.: DerzhNDI - VNYZZHT, 1996. - 319 s.
 10. Mohyla V. The use of biofuel on the railway transport / V. Mohyla, I. Vasyliiev, E. Nozhenko // Int. Sci. J. "Transport Problems". – Gliwice, Volume 7, Issue 1, 2012. – P. 21 – 26.
 11. Gorbunov N. Method of determining the parameters of improved railway brake equipment / N. Gorbunov, E. Kravchenko, O. Prosvirova, O. Nozgenko, M. Kovtanets, S. Mokrousov, S. Kara // TEKA. Commission of motorization and energetics in agriculture – 2015, Vol. 15, No.2, 33-38.
 12. Metallicheskie konstrukcii: sprav. proektirovshhika [The metal constructions: interior. proektyrovshchika]. In 3 t. T. 1. General part / Pod Society. Ed. V.V. Kuznetsova. - M.: Publishing House of the DIA, 1998. - 576 p.

References

1. Fomin, O.V. Modern requirements to carrying systems of railway general-purpose gondola cars / O.V. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2014 (5). P. 31-43.
2. Fomin, O.V. Increase of the freight wagons ideality degree and prognostication of their evolution stages / O.V. Fomin // Scientific Bulletin of National Mining University . 2015 (2). P. 68-76.
3. Fomin O.V. Teoretychni osnovy programnoho kompleksu vyznachennya ta vykorystannya matematychnykh modeley skladovykh vantazhnykh vagoniv [Theoretical Foundations software package definition and use of mathematical models of components of freight wagons]. Visnyk Kremenchuts'koho natsional'noho universytetu imeni Mykhayla Ostrograds'koho [Bulletin of the Kremenchug National University Mykhailo Ostrohradskiy]. Kremenchug, 2013, no. 6, pp. 87–91.
4. Fomin, O.V. Mozhlyvosti zastosuvannya poperedn'o napruzhenykh konstruktсий v zaliznychnomu

Фомін А.В., Стецько А.А., Коваленко В.В. Систематизація конструктивно-технологічного впровадження попередньо напружених і/або деформованих складових частин вагонів за критерієм діючих навантажень на етапах життєвого циклу.

В статті структуровано в графічному вигляді наведено можливості конструктивного впровадження попередньо напружених і/або деформованих складових частин вагонів нового покоління. Предложенные теоретические положения по внедрению предварительно напряженных и/или деформированных составляющих в конструкции грузовых вагонов в соответствии с возможными вариантами действия нагрузок на этапах жизненного цикла. Также в работе в общем плане приведены физическое основание внедрения предварительно напряженных и/или деформированных составляющих в конструкции грузовых вагонов и пример реализации такого подхода.

Ключевые слова: грузовые вагоны, предварительно напряженное и/или деформированное состояние, расчетные нагрузки на этапах жизненного цикла.

Fomin A., Stetsko A., Kovalenko V. Systematization of constructive-technological implementation of prestressed and/or deformed components of freight cars on the criterion loads on the stages lifecycle.

The article graphically structured and constructive implementation possibilities are prestressed and/or distorted components of freight cars of new generation. The theoretical position on the introduction of prestressed and/or deformed components in the design of freight wagons in accordance with possible cases of stresses on the stages of the life cycle. Also work in general terms, are the physical basis of prestressed implementation and/or deformed components in the construction of freight cars and an example of this approach.

Keywords: freight cars, previous stressful and/or deformation, calculated load on the stages of the life cycle.

Фомін О.В. – д.т.н., професор кафедри «Вагони та вагонне господарство» Державний економіко-технологічний університет транспорту, м. Київ, e-mail: fomin1985@list.ru.

Стецько А.А. – старший викладач кафедри «Вагони та вагонне господарство» Державний економіко-технологічний університет транспорту, м. Київ, e-mail: stetsko.anton@mail.ru.

Коваленко В.В. – аспірант кафедри «Залізничний, автомобільний транспорт та підйомно-транспортні машини», Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Сєверодонецьк, e-mail: kkaterina@ukr.net.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 01.03.2017

УДК 629.463.001.63

**НАУКОВЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ГЕОМЕТРИЧНИХ
ПАРАМЕТРІВ ЗОН НАГРІВУ ПРИ ТЕРМІЧНІЙ ПРАВЦІ ЕЛЕМЕНТІВ
НЕСУЧИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ**

Фомін О.В., Логвіненко О.А., Бурлуцький О.В.

**SCIENTIFIC SUBSTANTIATION OF THE CHOICE OF GEOMETRIC
PARAMETERS OF HEATING ZONES DURING THERMAL CORRECTION
OF ELEMENTS OF LOAD-BEARING SYSTEMS OF FREIGHT CARS**

Fomin O., Logvinenko O., Burlutskyi O.

В статті виділена роль транспортного машинобудування в прискоренні соціально-економічного розвитку країни. Відмічено, що до однієї з його перспективних галузей відноситься вагонобудування. Зазначена роль зварювання при створенні вантажних вагонів. Обґрунтована доцільність застосування методу термічної правки при виготовленні елементів їх несучих систем. Розглянуто фізичну сутність процесів, які відбуваються при правці місцевим нагріванням. Наведені форми місцевого нагрівання, що використовуються при термічній правці. Представлені результати математичне моделювання процесу термічної правки балки хребтової напіввагону.

Ключові слова: вагонобудування, вантажні вагони, несучі системи, зварні конструкції, термічна правка, форми місцевого нагрівання, математичне моделювання.

Вступ. Основна роль в прискоренні соціально-економічного розвитку країни відводиться транспортному машинобудуванню. До однієї з його перспективних галузей, яка в цілому орієнтована на виробництво різноманітних моделей вантажних вагонів, слід віднести вагонобудування, оскільки залізничний транспорт є одним із вагомих чинників нормального існування економіки країни. В його розвитку великого значення набуває зварювальне виробництво, як один з провідних технологічних процесів у створенні зварних конструкцій, застосування яких забезпечує значну економію матеріалів та трудових ресурсів. Поряд з іншими технологічними процесами, зварювання значною мірою визначає технічний рівень багатьох галузей промисловості і, зокрема, вагонобудування. Успіхи зварювальної науки і техніки дозволили здійснити справжній переворот у вагонобудуванні, створити принципово нові, конкурентоспроможні, високоекономічні конструкції вагонів в яких в багато разів підвищено продуктивність праці при їх виготовленні [1, 2].

Аналіз останніх досліджень та публікацій показав, що в даний час у вагонобудуванні зварювання є основою для виготовлення елементів несучих систем вагонів. В той же час їх нерівномірний високотемпературний нагрів при зварюванні, спричиняє появу залишкових деформацій та напружень [3 – 5]. Отже вивчення процесу утворення зварювальних деформацій і напружень має істотне значення для вирішення ряду проблем в тому числі: для оцінки ймовірності появи тріщин в процесі виготовлення конструкцій, тобто для вирішення питань пов'язаних з проблемою технологічної міцності; для визначення поля залишкових напружень з метою врахування їх при оцінці працездатності, тобто для вирішення питань пов'язаних з проблемою експлуатаційної міцності; для вирішення питань пов'язаних з проблемою точності виготовлення зварювальної конструкції. В свою чергу вказані проблеми вимагають різних підходів до дослідження процесу виникнення деформацій та напружень.

Постійне розширення сфер застосування зварювання вимагає економічно доцільних технологій виправлення деформацій, які часто виникають в зварювальних конструкціях. Традиційним способом стабілізації форми деталей після зварювання є механічна правка але, як показав аналіз наукової літератури, найбільшого розповсюдження у виготовленні зварювальних конструкцій отримав метод термічної правки з місцевим нагріванням, як більш економічно доцільний [1, 3 – 6]. Основною перевагою цього виду правки є її універсальність: з її допомогою можливо виправити будь-яку зварювальну конструкцію, яка має складну конфігурацію та габарити. При термічній правці використовується зварювальне полум'я, тому вона не потребує ніякого спеціального обладнання, крім звичайного газового зварювального апарату. В свою чергу при її використанні, застосо-

вуючи відповідні технологічні підходи, можливо виправити конструкцію з будь-яким ступенем точності. Однак необхідно знати реакцію виправленої деталі на нагрівання та охолодження і як використовувати сили усадки при правці. Механізм виникнення пластичних деформацій при тепловій правці аналогічний виникненню пластичних деформацій при зварюванні. Сумарна величина залишкових пластичних деформацій при тепловій правці залежить від температури концентрованого нагріву і потужності джерела, розташування, розмірів, форм і кількості зон нагріву, розподілу внутрішніх напружень і податливості зон нагріву конструкції.

Все вищевикладене підтверджує доцільність використання термічної правки з місцевим нагріванням при виготовленні елементів несучих систем вантажних вагонів. Проте її використання обмежується відсутністю ефективної методики прогнозування формозміни деталі в процесі правки, а також визначення геометричних параметрів форми зони нагріву.

Метою статті є наукове обґрунтування вибору геометричних параметрів зон нагріву при термічній правці елементів несучих систем вантажних вагонів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Термічну правку зварних елементів напіввагона можна розглядати як непродуктивні витрати, величина залишкових пластичних деформацій при термічній правці залежить від максимальної величини і розподілу температури нагріву, потужності джерела нагріву, кількості та розташування місць нагріву, залишкових напружень і жорсткості конструкції, жорсткості зовнішнього закріплення і т.д. Таким чином, ефективність термічної правки залежить від великої кількості параметрів, що є основною проблемою при автоматизації такої технологічної операції. Один із шляхів вирішення цієї проблеми - вибір оптимальних параметрів нагріву, кількості та розташування зон нагріву на основі математичного моделювання процесу термічної правки.

Існуючі методики розрахунку температурних напружень та деформацій, які виникають при нагріванні, можна поділити на дві групи. До першої з них відносяться методики, які дозволяють визначити аналітичні середні за перерізом елемента деформації від положення зварних швів [7]. Їх недоліком є практично неможливість урахувати нерівномірність розподілу температур по перерізу при формуванні термонапруженого стану. Тому для моделювання процесів термічної правки вони не придатні. До другої групи відносяться методики, які дозволяють проводити розрахунок термонапруженого стану і деформацій при різному по перетину елемента розподілу температури, враховувати зміни термомеханічних характеристик (границі текучості, модуля пружності, коефіцієнта лінійного розширення) від температури, урахувати початковий напружений стан. В основу цих методик було закладено принципи теорії опору матеріалів та підхід до моделювання

термонапруженого стану при високотемпературних нагрівках [8, 9].

Розглядаючи основи теорії виникнення температурних напружень і деформацій, слід зазначити, що температурні деформації виникають при нагріві в тому випадку, коли є фактори, які стримують вільне температурне розширення тіла. Зазвичай до таких факторів відносять або конструктивні особливості, або нерівномірний нагрів. Температурні напруження, які виникають в тілах є наслідком температурних деформацій. В простому випадку, коли температура мала і матеріал деформується пружно, температурні напруження у відповідності з законом Гука пропорційні модулю пружності E , коефіцієнту лінійного розширення α та зміні температури ΔT

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = \alpha \cdot \Delta T \cdot E. \quad (1)$$

З практичної точки зору більший інтерес представляють такі випадки, коли в матеріалі при нагріванні виникають помітні пластичні деформації. Це відбувається, як правило, при високих температурних градієнтах та порівняно високих температурах. Внаслідок зростання температур змінюються механічні характеристики матеріалу та вигляд діаграми напруження-деформації. Таким чином, при неоднорідному розподілі температури неоднорідними стають і властивості матеріалу. При високій температурі помітно посилюється ефект повзучості: напруження та деформації з плином часу змінюються. В багатьох випадках, зокрема при термічній правці, аналіз напружень суттєво ускладнюється тим, що температурні поля не є стаціонарними.

Для правки застосовують три види нагрівання: нагрів, який виконується симетрично відносно осі виробу, який не викликає появу згинаючого моменту; нагрів, який виконується несиметрично відносно осі виробу, який викликає в результаті остаточної пластичної деформації стискання появу моменту, який, згинаючи деформований виріб, приводить до його випрямлення; нагрів, розташований незалежно від осі симетрії, який викликає в результаті пластичної деформації стискання скорочення подовжених волокон виробу і внаслідок цього випрямлення конструкції. Для з'ясування фізичної сутності процесів, які відбуваються при правці місцевим нагріванням, розглянемо явище при нагріванні невеликої ділянки закріпленого стержня з маловуглецевої сталі. Нехай стержень, закріплений з обох кінців (рис. 1, *a*), нагрівається рівномірно по всьому перерізу на ділянці $AA'BB'$. Матеріал стержня знаходиться при цьому в різних фізичних станах: холодні ділянки стержня не змінюють своїх механічних властивостей, а нагрітий об'єм $AA'BB'$ з підвищенням температури зменшує свою міцність та підвищує пластичність. Нагрітий об'єм $AA'BB'$ є найбільш слабкою ланкою в силовому ланцюзі, тому що він буде відчувати пластичну течію при більш низьких напруженнях, ніж інші (холодні) ділянки металу. Опишемо процеси, які відбуваються в стержні за допомо-

гою діаграми (рис. 1, б) в координатах $\sigma - T$ (напруження-температура). Ця діаграма отримана наступним чином. В координатах $\sigma - T$ побудовані криві зміни границі текучості в залежності від зміни температури, при нагріванні та при охолодженні. Як відомо, границя текучості зменшується з підвищенням температури зразка. Потім за нею прямими зображені зміни напружень в дослідному зразку при зміні температури нагрівання. При нагріванні до температури T_A в стержні виникнуть та будуть зростати по прямій OA пружні напруження стискання. Ці напруження в точці A при температурі T_A досягнуть границі текучості.

Температура T_A визначається формулою

$$T_A = \frac{\sigma_T}{\alpha \cdot E}, \tag{2}$$

де σ_T – границя текучості;

α – коефіцієнт лінійного розширення;

E – модуль пружності першого роду.

Слід вказати, що в практичних умовах реальна температура значно більша ніж та яка розраховується за формулою (2), тому що закріплення стержня мають деяку піддатливість.

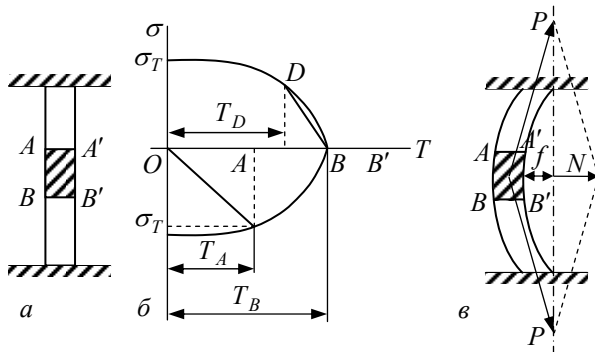


Рис. 1. Фізична сутність термічної правки
а – закріплений стержень; б – діаграма;
в – випрямлення стержня місцевим нагріванням

Якщо прийняти до уваги, що між холодною та нагрітою частинами стержня не існує області перепаду температур (вони якби розділені непроникливими для тепла перегородками) то при нагріванні об'єму $AA'BB'$, він подовжується, буде надавати тиск, який збільшується до границі текучості, на прилеглі частини стержня. Під дією цього тиску напруження стискання, які виникнуть в стержні, також збільшаться до границі текучості. При нагріванні вище T_A напруження в нагрітому об'ємі будуть зменшуватися за кривою зміни текучості в залежності від температури. При температурі $600^\circ C$ вони будуть дорівнювати нулю, це пов'язано з тим, що метал при цій температурі знаходиться в пластичному стані. Волокна об'єму $AA'BB'$ при подальшо-

му нагріванні подовжуються за залежністю $\Delta l = \alpha \cdot T \cdot l$, але з огляду на гальмування з боку холодних ділянок волокна пластично стискаються. При нагріванні стержня до температури більшої ніж $600^\circ C$ подальше подовження його волокон не відбудеться. Це пов'язано з тим, що існують перегородки – холодні об'єми металу. Отже, пластична деформація – скорочення довжини об'єму $AA'BB'$ – буде збільшуватися. На діаграмі (рис. 1, б) цей процес зобразиться відрізком прямої BB' , який співпадає з віссю абсцис. Після того як в точці B' нагрівання буде припинено, об'єм $AA'BB'$ буде охолоджуватися до T_B та скорочуватися, продовжуючи зазнавати пластичні деформації. В точці B пластичний стан переходить в пружний. При цьому об'єм $AA'BB'$, скорочуючись при подальшому охолодженні, прагне відірватися від решти металу стержня, але зустрівши його протидію, він почне розтягуватися спочатку до точки D пружно по прямій BD , потім пружнопластично, так як напруження досягне границі текучості. У зв'язку з тим, що пластична деформація при температурі менше $600^\circ C$ відбувається тільки під дією напружень, які дорівнюють границі текучості, пластичне розтягнення об'єму $AA'BB'$ буде також відбуватися під дією напружень, що дорівнюють границі текучості. Цими напруженнями він і зостанеться розтягнутий при досягненні першочергової довжини. Таким чином, нагрівання до пластичного стану об'єму $AA'BB'$ в закріпленому стержні викликає спочатку пластичну деформацію скорочення волокон по довжині ділянки, що нагрівається, потім після охолодження – пластичну деформацію подовження волокон всього стержня напруженнями розтягання, які дорівнюють границі текучості. Ці фізичні явища закладені в основу процесу правки місцевим нагрівом. Покажемо це на прикладі вигнутого стержня зі стрілою прогину f закріпленого в опорах нерухомо (рис. 1, в).

Нагрів об'єму $AA'BB'$ до температури $600^\circ C$ викликає пластичну деформацію скорочення довжини волокон та виникнення при охолодженні сил розтягання P , які скеровані по осі стержня. В свою чергу ці сили викличуть появу сили N , яка випрямляє стержень та, як слідство, зменшує стрілу прогину. Отже, для випрямлення зігнутого стержня необхідно вміти визначати довжину об'єму $AA'BB'$, що нагрівається, яка повинна бути такою, щоб фізичні явища, що виникають при нагріванні та охолодженні, призвели до повного його вирівнювання.

Використання термічної правки з місцевим нагріванням пов'язано з виконанням наступних етапів: виявлення деформацій, які виникають в конструкції; вимірювання величин цих деформацій та розкладання складних деформацій на прості; в залежності від характеру та величини деформацій встановлення розташування, форми, розміру та режиму нагрівання; за необхідністю застосування попередньої пружної деформації; застосування нагрівання, а потім

повного охолодження конструкції. З усіх вищенаведених етапів особлива увага приділяється вибору форми та розмірів нагріву. За існуючою класифікацією форм нагрівання, що застосовуються, розрізняють наступні: нагрівання точками, які розташовані за концентричними колами; кругове нагрівання по кільцю; кругове нагрівання по спіралі; нагрівання полозою або кружками, які розташовані один за одним в один ряд; нагрівання з використанням трикутників («клинів»); використання «клинів нагріву» в комбінації з полозою нагріву; застосування «хреста нагріву» в комбінації з полозою нагріву. Кількість полос, п'ятен, трикутників нагріву підбирається таким чином, щоб остаточні пластичні деформації от нагрівання зменшували існуючі деформації до допустимих величин.

На рис. 2 наведені форми місцевого нагрівання, які традиційно використовуються при термічній правці.

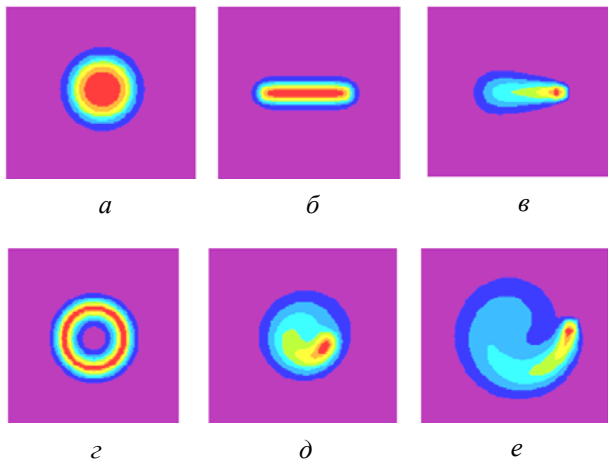


Рис. 2. Форми нагріву:

- а – кругле п'ятно нагріву;
- б – довга полоса розподіленим джерелом нагріву;
- в – довга полоса джерелом нагріву, яке рухається;
- г – нагрів за кільцем розподіленим джерелом;
- д – нагрів по кільцю джерелом, що рухається;
- е – нагрів по спіралі джерелом, що рухається

Аналізуючи представлені вище форми нагрівання приходимо до висновку, що згинаючий момент, необхідний для вирівнювання конструкції, можна отримати використовуючи повздовжнє, або поперечне скорочення металу конструкції. Прикладом використання повздовжнього скорочення металу при місцевому нагріванні є форма нагріву полозою. В свою чергу поперечне скорочення металу використовується при застосуванні форми нагрівання у вигляді «клина», який збільшується по мірі наближення до опуклого боку елемента, що деформується. Встановлено, що у випадку термічної правки

елементів несучих систем вантажних вагонів доцільно використовувати поперечне скорочення металу та форму нагрівання у вигляді «клина» (рис. 3). Основною складністю при термічній правці є визначення розмірів та режимів нагрівання. Для їх встановлення авторами було проведено математичне моделювання процесу термічної правки балки хребтової напіввагону [2]. Нижче наведена розроблена авторами трифакторна узагальнена математична модель (отримана з використанням методу математичного планування експерименту), яка описує зміну основного показника (прогину балки Δy) в залежності від варіювання керованих змінних (геометричних параметрів «клина» – ширини b та висоти h , а також температури нагрівання t)

$$\begin{aligned} \Delta y = & 1304,30333 - 55,074 \cdot b + 25,86856 \cdot h - \\ & - 0,90952 \cdot t + 0,21511 \cdot b^2 - 0,13489 \cdot h^2 + \\ & + 0,00108 \cdot t^2 + 0,115 \cdot b \cdot h + 0,0056 \cdot b \cdot t - \\ & - 0,00805 \cdot h \cdot t. \end{aligned} \quad (3)$$

Перевірка адекватності, наведеної вище математичної моделі, засвідчила її працездатність та можливість для подальшого використання.

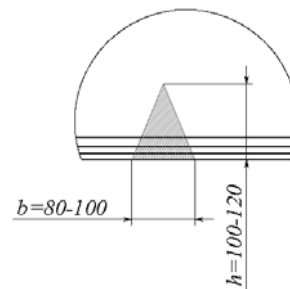


Рис. 3. «Клин» нагріву

На рис. 4 та рис. 5 в якості прикладу подано допоміжні графіки до визначення геометричних параметрів «клина» (при температурах нагрівання 700°C та 790°C) на яких показані ізолінії (лінії рівних значень) прогину балки.

Висновки і перспективи подальшого використання. Наведені в статті описання термічної правки з місцевим нагріванням зварних конструкцій, а також результати її математичного моделювання при правці хребтової балки напіввагону дозволяють провести обґрунтований вибір геометричних параметрів зон нагріву та можуть бути використані фахівцями при виготовленні елементів несучих систем вантажних вагонів.

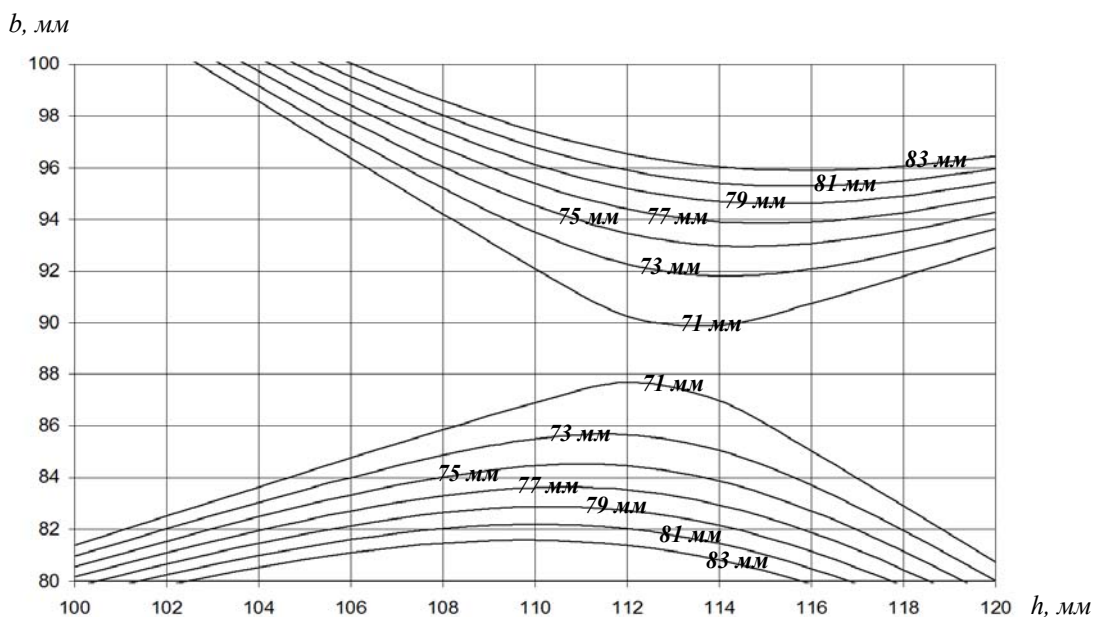


Рис. 4. Допоміжний графік до вибору розмірів «клина» ($t = 700\text{ }^{\circ}\text{C}$)

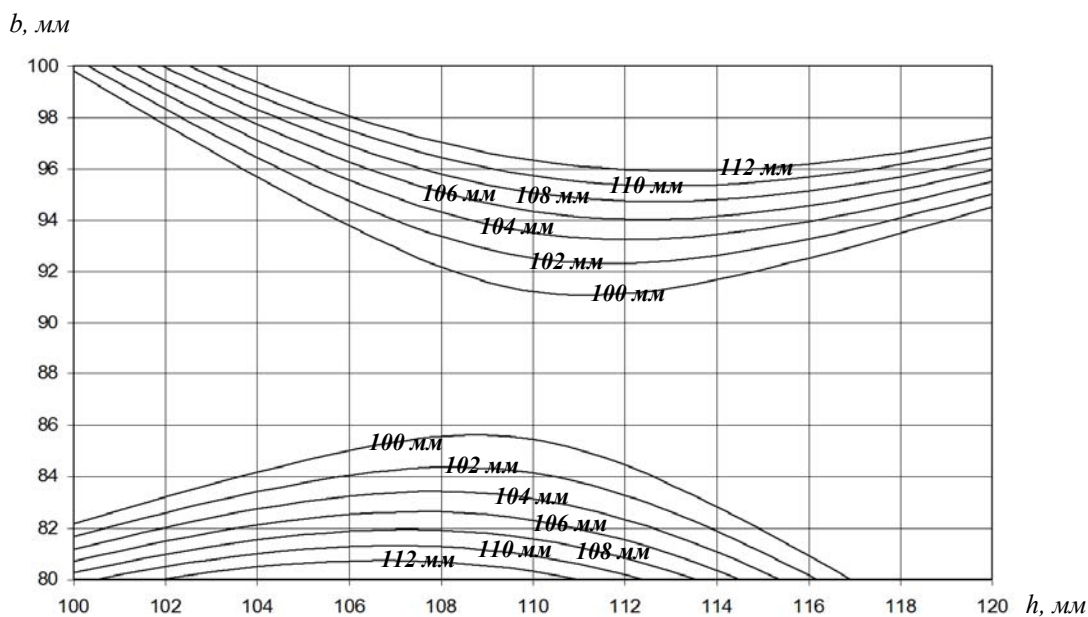


Рис. 5. Допоміжний графік до вибору розмірів «клина» ($t = 790\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Література

1. Фомін О.В. Дослідження дефектів та пошкоджень несучих систем залізничних напіввагонів: монографія / О. В. Фомін. – Київ: ДЕТУТ, 2014. – 299 с.
2. Фомін О.В. Аналіз експлуатаційних пошкоджень кузовів залізничних напіввагонів / О.В. Фомін, О.В. Бурлуцький, В.В. Фомін // Будівництво України: науково-виробничий журнал. – 2013. – №3. – С. 37-48.
3. Бурлуцький О. В. Визначення зварювальних деформацій які виникають під час життєвого циклу напіввагона / О.В. Бурлуцький, Н.С. Кочешкова // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту (серія «Транспортні системи і технології»). – Київ: ДЕТУТ, 2015. – № 26-27. – с. 92-101.
4. Бурлуцький О.В., Логвіненко О. А. Застосування математичного моделювання процесів правки при виготовленні елементів напіввагонів / О.В. Бурлуцький, О.А. Логвіненко // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту (серія «Транспортні системи і технології»). – Київ: ДЕТУТ, 2016. – № 28. – С. 110-123.
5. Burlutskiy O.V. Application methods changes plastic deformation after welding sill gondola cars / O.V. Burlutskiy // Metallurgical and mining industry (Machine building). – Dnipropetrovsk, 2015. – No.10. – P. 190-197. (www.metaljournal.com.ua).
6. Речкалов С.Д. Напряженно-деформированное состояние сварных элементов кузова вагона для сыпучих металлургических грузов с учётом температурных воз-

- действий: дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / Речкалов Сергей Дмитриевич; Московский институт инженеров железнодорожного транспорта. – М., 1987. – 295 с. – Библиогр.: с. 174-186.
7. Шишкин В.Ю. Приближенный метод расчета укорочения элементов металлоконструкций / В.Ю. Шишкин, П.А. Храмов // Сборник "Прогрессивные методы обработки металлоконструкций. – Л.: Ленинградский дом научно-технической пропаганды, 1968. – 25 с.
 8. Пасек В.В. Сочетание применения АВМ и ЭВМ для исследования температурных деформаций и напряжений при термической правке сварных мостовых конструкций / В.В. Пасек // Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции "Применение машинных методов для решения краевых задач". – М.: Сов. Радио, 1976. – с.10.
 9. Окерблом Н.О. Термические и усадочные напряжения в сварных металлоконструкциях / Н.О. Окерблом. – М.: ОНТИ, 1935. – 36 с.
 10. ОСТ 24.050.34-84 Проектирование и изготовление стальных сварных конструкций вагонов. Технические требования. – Введ. 1988-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 183 с.

References

1. Fomin O.V. Doslidzhennja defektiv ta poshkodzen' nesuchih sistem zaliznichnih napivvagoniv: monografija / O. V. Fomin. – Kii'v: DETUT, 2014. – 299 s.
2. Fomin O.V. Analiz ekspluatacijnyh poshkodzen' kuzoviv zaliznychnyh napivvagoniv / O.V. Fomin, O.V. Burlutskiy, V.V. Fomin // Budivnytstvo Ukraïny: naukovy-vyrobnychyj zhurnal. – 2013. – №3. – S. 37-48.
3. Burlutskiy O. V. Vyznachennja zvarjuval'nyh deformacij jaki vynykajut' pid chas zhyttjevoogo cyklu napivvagona / O.V. Burlutskiy, N.S. Kocheshkova // Zbirnyk naukovyh prac' Derzhavnogo ekonomiko-tehnologichnogo universytetu transportu (serija «Transportni systemy i tehnologii»). – Kyi'v: DETUT, 2015. – № 26-27. – s. 92-101.
4. Burlutskiy O.V., Logvinenko O. A. Zastosuvannja matematychnogo modeljuvannja procesiv pravky pry vygotovlenni elementiv napivvagoniv / O.V. Burlutskiy, O.A. Logvinenko // Zbirnyk naukovyh prac' Derzhavnogo ekonomiko-tehnologichnogo universytetu transportu (serija «Transportni systemy i tehnologii»). – Kyi'v: DETUT, 2016. – № 28. – S. 110-123.
5. Burlutskiy O.V. Application methods changes plastic deformation after welding sill gondola cars / O.V. Burlutskiy // Metallurgical and mining industry (Machine building). – Dnipropetrovsk, 2015. – No.10. – P. 190-197. (www.metaljournal.com.ua).
6. Rechkalov S.D. Napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie svarnykh elementov kuzova vagona dlya sypuchikh metallurgicheskikh gruzov s uchetom temperaturnykh vozdeystviy: dis. kand. tekhn. nauk: 05.22.07 / Rechkalov Sergey Dmitrievich; Moskovskiy institut inzhenerov zheleznodorozhnogo transporta. – М., 1987. – 295 s. – Bibliogr.: s. 174-186.
7. Shishkin V.Yu. Priblizhenny metod rascheta ukorocheniya elementov metallokonstruktsiy / V.Yu. Shishkin, P.A. Khramov // Sbornik "Progressivnye metody obrabotki metallokonstrutsiy. – Л.: Leningradskiy dom nauchno-tehnicheskoy propagandy, 1968. – 25 s.
8. Pasek V.V. Sochetanie primeneniya AVM i EVM dlya issledovaniya temperaturnykh deformatsiy i napryazheniy pri termicheskoy pravke svarnykh mostovykh konstruktsiy / V.V. Pasek // Tezisy dokladov Vsesoyuznoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii "Primenenie mashinnykh metodov dlya resheniya kraevykh zadach". – М.: Sov. Radio, 1976. – s.10.
9. Okerblom N.O. Termicheskie i usadochnye napryazheniya v svarnykh metallokonstruktsiyakh / N.O. Okerblom. – М.: ОНТИ, 1935. – 36 s.
10. OST 24.050.34-84 Proektirovanie i izgotovlenie stalnykh svarnykh konstruktsiy vagonov. Tekhnicheskie trebovaniya. – Vved. 1988-01-01. – М.: Izd-vo standartov, 1988. – 183 s.

Фомин А.В., Логвиненко А.А., Бурлуцкий А.В. Научное обоснование выбора геометрических параметров зон нагрева при термической правке элементов несущих систем грузовых вагонов.

В статье выделена роль транспортного машиностроения в ускорении социально-экономического развития страны. Отмечено, что к одной из его перспективных отраслей относится вагоностроение. Выделена роль сварочного производства при создании грузовых вагонов. Обоснована целесообразность использования метода термической правки при изготовлении элементов их несущих систем. Рассмотрена физическая сущность происходящих при правке с местным нагревом процессов. Приведены формы местного нагрева, которые используются при термической правке. Представлены результаты математического моделирования процесса термической правки балки хребтовой полувагона.

Ключевые слова: вагоностроение, грузовые вагоны, несущие системы, сварные конструкции, термическая правка, формы местного нагрева, математическое моделирование.

Fomin O., Logvinenko O., Burlutsky O. Scientific substantiation of the choice of geometric parameters of heating zones during thermal correction of elements of load-bearing systems of freight cars.

It is noted that the main role in accelerating the country's social and economic development is assigned to the transport engineering industry. At the same time it is indicated that one of its promising sectors is the car-building. The main role of welding production in the creation of freight cars is singled out. The expediency of using the thermal straightening method in fabricating the elements of their bearing systems is substantiated. Consider the physical nature of the processes that occur when editing with local heating. Forms of local heating are used, which are used for thermal correction. It is established that when thermal correction of elements of non-existent systems of freight cars, it is expedient to use a transverse shortening of the metal and a form of heating in the form of a "wedge". The results of mathematical modeling of the process of thermal correction of a girder gondola beam are presented.

Keywords: car building, freight cars, load-bearing systems, welded structures, thermal corrections, forms of local heating, mathematical modeling.

Фомин О.В. – д.т.н., профессор кафедры «Вагоны та вагонне господарство» Державного економіко-технологічного університету транспорту, e-mail: fomin1985@list.ru.

Логвіненко О.А. – к.т.н., доцент кафедри «Механіка і проектування машин» Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail: lovinenko.alexandr@rambler.ru.

Бурлуцький О.В. – завідувач навчальними лабораторіями кафедри «Механіка і проектування машин» Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail: leha200681@mail.ru.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

УДК 656.078

НАПРЯМКИ ВПРОВАДЖЕННЯ АВТОМАТИЧНИХ СИСТЕМ НА ЗАЛІЗНИЦЯХ УКРАЇНИ ТА ЄВРОПИ

Цейко Б.О.

DIRECTIONS IMPLEMENTATION OF AUTOMATED SYSTEMS ON THE RAILWAYS OF UKRAINE AND EUROPE

Tseiko B.

У статті розглянуто питання щодо напрямків впровадження автоматичних систем на залізницях України та Європи. Розглянуто принцип роботи Системи управління рухом поїздів (ETCS), а також аспекти функціонування Єдиної автоматизованої системи керування вантажними перевезеннями Укрзалізниці (АСКВПУЗ-Є), Автоматичної локомотивної сигналізації (АЛСН).

Ключові слова: напрямки впровадження, автоматизована система, АСКВПУЗ-Є, ETCS.

Вступ. Залізницями України розроблено низку перспективних програм, направлених на підвищення ефективності роботи, впровадження нових технологій і забезпечення конкурентоспроможності залізничних послуг. Серед них найважливішими є розвиток телекомунікацій і розробка на їх основі сучасних технологій; створення інтелектуальних систем логістичних центрів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аспекти функціонування та роботи Єдиної автоматизованої системи керування вантажними перевезеннями Укрзалізниці (АСКВПУЗ-Є) приведені у працях Г.І. Кириченко.

Постановка проблеми. З набуттям практичного досвіду в розвитку логістичних систем можливо зробити реальний крок в процесі інтеграції залізничного транспорту України в європейську і світову транспортні мережі

Важливо використовувати досвід, методи, що використовуються в країнах Європи для розвитку залізничного транспорту в сучасних умовах. Європейська комісія проводить велику роботу в області створення єдиної системи автоматизованого управління і контролю руху потягів і загальної сучасної системи цифрового радіозв'язку на базі стандарту GSM-R, який враховує специфічні вимоги залізничного транспорту.

По рекомендації Європейської комісії 30% інвестицій в розвиток транспортної інфраструктури повинно прямувати на створення і впровадження єдиної європейської системи автоматизованого управління рухом потягів ETCS. Ця система призначена для контролю швидкості поїздів. Установка такої системи управління на основних транспортних і швидкісних магістралях дозволить значно збільшити конкурентну спроможність європейської залізниці.

Мета статті. Розглянути напрямки впровадження автоматичних систем на залізницях України та Європи з метою залучення іноземного досвіду.

Результати досліджень. Принцип роботи Системи управління рухом поїздів простий: інформація з землі передається на бортовий комп'ютер поїзда, який розраховує максимально допустиму швидкість і, у разі необхідності, автоматично уповільнює рух. Європейська система управління рухом поїздів є складовою Європейської системи організації руху залізничного транспорту.

ETCS вимагає стандартного обладнання колій і стандартний контролер всередині кабіни потяга. У своєму остаточному вигляді, вся оперативна інформація передається машиністу в електронному вигляді, усуваючи необхідність в залізничній сигналізації, покази якої, на високій швидкості, може бути майже неможливо побачити або асимілювати.

Візуальна схема руху потяга в системі ETCS наведена на рис.1.

Упровадження інформаційних технологій та їх інтеграція на основі телематики реалізуються на залізничному транспорті України за декількома основними напрямками – це система диспетчерського контролю «Каскад» і АРМ ДНЦ в середовищі АСКВПУЗ-Є.

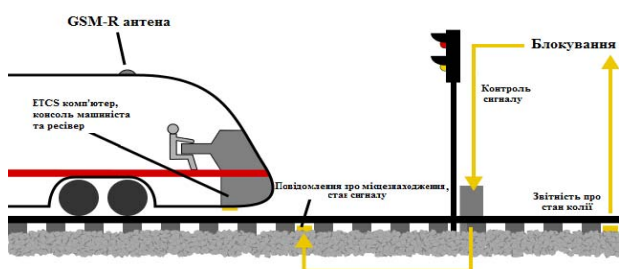


Рис. 1. Візуальна схема руху потяга в системі ETCS

У 2012р. в Україні впроваджена єдина автоматизована система керування вантажними перевезеннями Укрзалізниці (АСК ВП УЗ-Є). Вона охоплює всі залізниці України, здійснюється збір інформації про події з об'єктами управління, в т.ч з локомотивами. Локомотиви обладнані системами ідентифікації рухомого складу та системами АЛСН (Автоматична локомотивна сигналізація).

Управління будь-яким підприємством вимагає високого рівня інформативності та аналізу отриманої інформації для формування управлінського рішення. Тому важливо до основних функцій системи АСК ВП УЗ-Є – додати функції взаємодії з системами «зчитування інформації».

Сучасна тенденція переходу до цифрових методів створення, передачі, обробки та зберігання інформації призводить до широкого впровадження, статичних і динамічних баз даних, організації телекомунікаційного зв'язку для доступу до інформації через наземні, як ETCS, Каскад та супутникові інформаційні канали.

Функціональна схема єдиної централізованої системи АСК ВП УЗ-Є наведена на рис.2.

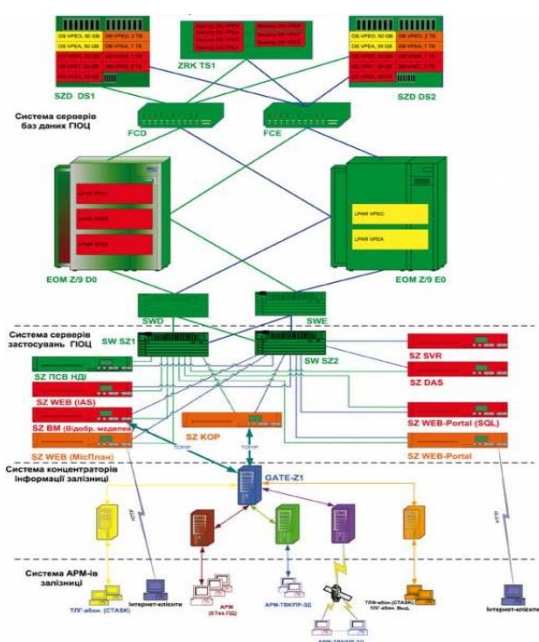


Рис. 2. Функціональна схема єдиної централізованої системи АСК ВП УЗ-Є

Висновок. Враховуючи вищевикладене, можна зробити висновок, що необхідно нарощувати функції АСКВПУЗ-Є, АЛСН функціями подібними до ETCS. З цією метою необхідно розробляти нові системи, або вдосконалювати існуючі.

Література

1. Вікіпедія: вільна електронна енциклопедія: на українській мові [Електронний ресурс] // Режим доступу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Єдина_автоматизована_система_керування_вантажними_перевезеннями_Укрзалізниці
2. Вікіпедія: вільна електронна енциклопедія: на англійській мові [Електронний ресурс] // Режим доступу: https://en.wikipedia.org/wiki/European_Train_Control_System
3. Николай Копылов [www.magistral-uz.com.ua Єдиний процес — єдина система] // газета "Магістраль". — 2012. Режим доступу: <http://www.magistral-uz.com.ua/articles/edinyj-process--edinaja-sistema.html>

References

1. Wikipedia, the free encyclopedia E: the Ukrainian language [electronic resource] // Rezhym dostupu: https://uk.wikipedia.org/wiki/Єдина_автоматизована_система_керування_вантажними_перевезеннями_Укрзалізниці
2. Wikipedia, the free encyclopedia E: English [electronic resource] // Rezhym dostupu: https://en.wikipedia.org/wiki/European_Train_Control_System
3. Nikolai Kopylov [www.magistral-uz.com.ua Edynyy process - edynaya system] // Newspaper "Magistral" . - 2012. Rezhym dostupu: <http://www.magistral-uz.com.ua/articles/edinyj-process--edinaja-sistema.html>

Цейко Б.О. Направления внедрения автоматизированных систем на железных дорогах Украины и Европы.

В статье рассмотрены вопросы относительно направлений внедрения автоматических систем на железных дорогах Украины и Европы. Рассмотрены принципы работы Системы управления движением поездов (ETCS), а также аспекты функционирования Единой автоматизированной системы управления грузовыми перевозками Укрзалізниці (АСКВПУЗ-Є), Автоматической локомотивной сигнализации (АЛСН).

Ключевые слова: направления внедрения, автоматизированная система, АСКВПУЗ-Є, ETCS.

Tseiko B. Directions of the introduction of automated systems on the railways of Ukraine and Europe.

The article considers the questions concerning the directions of the implementation of automatic systems on the railways of Ukraine and Europe. The principle of operation of the Trains Control System (ETCS), as well as the functioning of the Unified Automated Cargo Transportation Management System Ukrzaliznytsia (ASKVPUZ-E), Automatic Locomotive Signaling (ALSН) are considered.

Keywords: directions of implementation, automated system, ACVPUZ-E, ETCS.

Цейко Б.О. – аспірант кафедри «Управління процесами перевезень» Державний економіко – технологічний університет транспорту (м. Київ)

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 27.03.2017

УДК 629.4.027.1

МЕТОДИ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ КОЛІСНО-МОТОРНИХ БЛОКІВ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

Чигирик Н.Д., Возненко С.І., Вихопень І.Р., Клецька О.В.

METHODS OF DIAGNOSING THE TECHNICAL CONDITION OF ELEMENTS WHEELED MOTOR UNITS OF TRACTION ROLLING STOCK

Chyhyryk N., Voznenko S., Vykhopen' I., Klets'ka O.

В статті приведено описання різного роду методів виконання діагностики технічного стану колісно-моторних блоків (КМБ) тягового рухомого складу (ТРС) в цілому, так і окремо кожного із елементів, що входять до його складу.

Ключові слова: колісно-моторний блок, діагностика технічного стану, системи діагностування, колісна пара, тяговий електродвигун, тяговий редуктор.

Вступ. Інтенсивне зростання об'ємів перевезень вантажів, збільшення швидкостей руху пасажирських поїздів — одні з основних цілей, досягти яких прагне Укрзалізниця. Мало того, дані вимоги продиктовані часом та рівнем якого досягнув прогрес у світі. Все це потребують впровадження значних змін до існуючих систем та методів як експлуатації так і обслуговування рухомого складу залізниць. Одним із найважливіших, є широке застосування методів діагностування та прогнозування майбутнього технічного стану.

Постановка проблеми. Колісно-моторний блок — сукупність таких елементів як, колісна пара, буксові вузли, моторно-осьові підшипники (МОП), тяговий електродвигун, тяговий редуктор. Від технічної справності усіх цих елементів, що входять до КМБ на пряму залежить безпека руху, та можливість реалізації параметрів руху, яких вимагають від рухомого складу, а це швидкість, плавність ходу, ефективна реалізація сила тяги локомотива та ін.

Відсутність будь яких пружних елементів в конструкції КМБ ТРС які використовуються на залізницях України, приводить до постійного впливу на нього різноманітних динамічних навантажень які виникають під час руху внаслідок взаємодії колісних пар із нерівностями колії. Цей вплив призводить до виникнення великої кількості пошкоджень, які при невчасному виявленню приводять до виходу з ладу тягового рухомого складу (ТРС) в найкращому

випадку, а в найгіршому ж, до виникнення аварій — сходу поїздів з рейок та ін.

Для запобігання цьому існують різноманітні методи проведення діагностування технічного стану елементів КМБ як в стаціонарних умовах під час проведення ремонтів, так і безпосередньо під час руху.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Завдання проведення діагностики елементів КМБ, являється одним із перших, у списку актуальних. Доцільність її запровадження та регулярного використання доведено досвідом отриманим як зарубіжними так і вітчизняними локомотивними депо. При тому, що як і у всьому, зарубіжний досвід набагато перевершує вітчизняний.

Та все це, лише сприяє набуттю значної актуальності даного завдання, а саме, розробка новітніх методів та способів виконання діагностики КМБ, створення сучасних засобів для її виконання. Значних досягнень в даній сфері зазнали такі науковці як: Буйносос А.П., Буряк С.Ю., та ін.

На залишилися осторонь і вітчизняні науковці, до прикладу: Фалендиш А.П. розробив та представив увазі модель оцінки технічного стану тягових електродвигунів (ТЕД) на прикладі моторвагонного рухомого складу [14, 15]. В основі лежить інформаційно-статистичний метод контролю складних систем. Відносно приведеного переліку основних параметрів контролю стану системи ТЕД, запропоновані допустимі їх значення. Відповідно до цього розробленого алгоритму розрахунку на основі отриманих результатів можливо здійснювати прогнозування подальшого розвитку технічного стану.

Ткаченко В.П., Басов Г.Г., Сапронова С.Ю., Воронько О.М. та ін., здійснили значний вклад в області діагностування, ремонту та утримання колісних пар, як основного елементу КМБ [16, 17].

Мета статті. Аналіз особливостей існуючих методів виконання діагностування елементів КМБ.

Огляд зарубіжних та вітчизняних систем їх комплексної діагностики, описання обладнання, що використовується при цьому, приведення їх основних параметрів та характеристик.

Результати досліджень. Колісно-моторний блок – вузол локомотива, що складається із тягового електродвигуна, зубчатої передачі і колісної пари та призначений для передачі тягової потужності (крутного моменту) електродвигуна та навантаження локомотива на колісну пару [1]. Конструкція колісно-моторного блока залежить від типу підвищення тягового електродвигуна і характеру передачі навантаження локомотива на колісну пару, від сили тяги, гальмівної сили поїзда, впливу рейкової колії на колісну пару і т.д. На вантажних локомотивах застосовується опорно-осьове підвищення (див. рис. 1) – це коли тяговий двигун опирається через пружні елементи на раму візка або траверсу і через МОП – на вісь колісної пари.

Таку конструкцію КМБ використовують на більшості тепловозів та електровозів, що на даний час експлуатуються залізницями України.

Робота рухомого складу в системі колесо-рейка пов'язана із значним виробленням обох компонентів, однак в особливій степені це відноситься до вироблення колісних пар. Під час експлуатації погіршується геометрія колеса, якість його матеріалу та стан поверхні кочення, зростають напруження, зменшуються показники плавності ходу та рівня безпеки руху.

Ручний спосіб визначення величини вироблення колісних пар потребує значних затрат часу. Автоматизація дозволяє виконувати дані вимірювання за декілька хвилин. При цьому забезпечується значне підвищення точності вимірювань і можливість планування технічного обслуговування.

Існують декілька видів автоматизованого контролю стану колісних які вже зазнали розповсюдження і застосовуються, а саме: система «ARGUS» (розроблена німецькою компанією «Hegenscheidt-

MFD», Еркеленц), «ДИСК-К» і система безконтактного контролю «TreadView» (компанія «AEA Technology Rail», Великобританія).

Система ARGUS. Вимірювальна система ARGUS розроблена німецькою компанією Hegenscheidt-MFD, Еркеленц. Вона здійснює вимірювання та обслідування колеса рейкового рухомого складу під час руху. Установка довжиною 20 м працює в спеціалізованому депо Берлін-Руммельсбург, де здійснює обслуговування поїздів серії ICE. Всі вимірювання на поїзді довжиною 400 м, що рухається зі швидкістю біля 10 км/год, виконуються протягом 3 хвилин [2].

При про слідування поїзда через установку всі колеса перевіряються за рядом параметрів. Результати вимірювань поступають в цех ремонту по системі передачі даних. Блок інформації для кожного колеса може бути виділений за допомогою системи ідентифікації. Всі результати вимірювань, що дають повну інформацію про стан кожного із коліс та колісних пар в цілому, зберігаються в накопичувачі пам'яті.

Доступ до даних з метою їх оцінки може бути дозволений комп'ютером більш високого рівня. Результати вимірювань і розраховані відповідно до них строки експлуатації дозволяють здійснювати планування роботи з обточки коліс або заміни колісних пар. Маючи дані про стан профілю кожного колеса, можна попередньо задавати режим його обточки на колісноточарному станку.

Система ARGUS складається із базового блоку (комп'ютера управління та контролю) і ряду модулів:

- ідентифікації поїзда;
- виявлення некруглостей та повзунів;
- вимірювання діаметра і відстані між внутрішніми гранями коліс;
- обміру профілю;
- ультразвукової дефектоскопії.

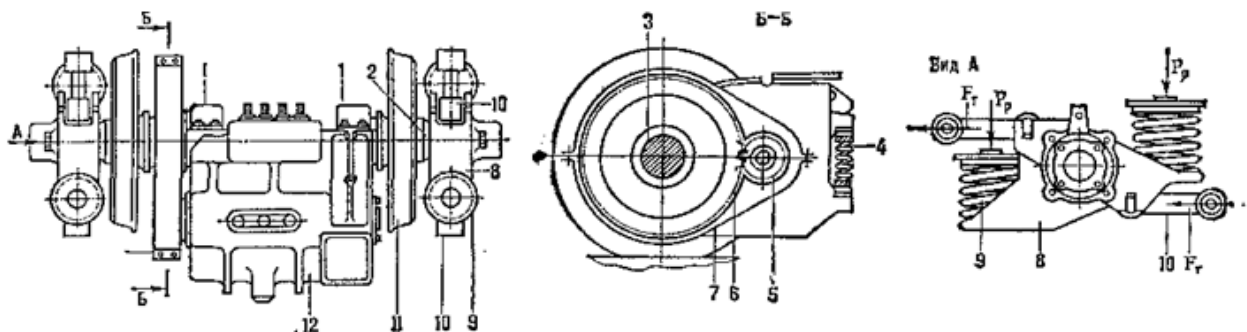


Рис. 1. Колісно-моторний блок тепловоза з опорно-осьовим підвищенням:

- 1 – моторно-осьовий підшипник (МОП); 2 – консольні шийки; 3 – вісь колісної пари; 4 – пружні елементи;
- 5 – шестерня зубчатого тягового редуктора; 6 – зубчате колесо; 7 – роз'ємний кожух; 8 – корпус букси;
- 9 – циліндричні гвинтові пружини; 10 – повідець; 11 – колісна пара; 12 – корпус тягового електродвигуна (ТЕД)

Вимірювальна установка, створена на базі системи ARGUS, монтується у відкритому просторі і може експлуатуватись при температурах, характерних для Центральної Європи. Датчики системи закриті захисними корпусами, в які під тиском подається гаряче повітря. Установка відповідає самим жорстким вимогам по відношенню до достовірності отриманої інформації від процесу діагностування. З певним інтервалом часу проводять калібровку вимірювальних пристроїв. Достовірність результатів вимірювань перевіряється за допомогою ймовірнісних методів розрахунку. експлуатаційна готовність установки складає 98%.

Завдяки модульному принципу, при відмові у роботі одного із компонентів, інші зберігають свою працездатність. Установка працює в автоматичному режимі без персоналу. Працездатність та справність установки може бути перевірена дистанційно. Можливо також дистанційне усунення деяких неполадок.

Для автоматизації процесу розпізнавання кожного із поїздів і кожна одиниця рухомого складу обладнуються сигнальним електронним блоком, який за допомогою антени передає присвоєний йому ідентифікаційний номер. За ідентифікаційним номером та інформації датчика кількості осей визначається приналежність блоку даних конкретному колесу.

Аналогічно за властивостями є система «ДИСК-БКВ-Ц» і її підсистема «ДИСК-К», що являється комплексною системою діагностики рухомого складу [3]. Складається з:

«ДИСК-Б» - підсистема виявлення перегрітих букс;

«ДИСК-К» - підсистема виявлення нерівностей поверхні кочення коліс;

«ДИСК-В» - підсистема виявлення деталей що волочуться;

«ДИСК-Ц» - підсистема централізованого отримання інформації.

Система «ДИСК-БКВ-Ц» має трьохрівневу структуру. На нижньому рівні де формується інформація про технічний стан рухомого складу, знаходяться перегонне (постове і напільне) обладнання. Елементами середнього рівня являються станційне обладнання лінійного пункту контролю і передаючий комплект підсистеми «ДИСК-Ц». Постове обладнання розташовується на перегоні біля місця установки напільних датчиків. Станційне обладнання розташовується в ПТО або приміщенні ДСП. Елементом верхнього рівня системи «ДИСК-БКВ-Ц» являється реєструюча апаратура підсистеми «ДИСК-Ц» на центральному пункті контролю, розташованому в ПТО або ПКТО, об'єднуюча інформацію з декількох лінійних пунктів контролю і з'єднана з передаючим комплектом лінією зв'язку.

При виявленні апаратурою «ДИСК-К» дефекту колеса по колу кочення інформація про порядковий номер вагона і номер осей в вагоні, а також величина динамічного впливу колеса на рейку вказуються за допомогою реєструючої апаратури «ДИСК-Б».

В рамках комплексної автоматизованої системи управління залізничним транспортом в Уральському державному університеті шляхів сполучення (Росія) на кафедрі електричної тяги створена автоматична вимірювальна система для контролю геометричних параметрів колісних пар залізничного рухомого складу [4,5].

Автоматична вимірювальна система, об'єднуюча розроблені авторами пристроїв і автоматичну систему обміру коліс під час руху, призначена для оперативного високоточного контролю основних параметрів колісних пар рухомого складу: діаметра по колу кочення, різниця діаметрів, товщини гребенів, прокати, параметри крутизни гребня, відстані між внутрішніми гранями коліс, паралельності осей колісних пар у візках та ін., а також для ведення паспорта колісних пар і прогнозування їх ресурсу до обточки та заміни. В систему входять електронні автоматизовані переносні пристрої КИП (комплексний визначник параметрів), та ИД (вимірювач діаметра). В склад обох пристроїв входять визначник та вимірювальна скоба з встановленими на неї двома резистивними датчиками. Визначник виконаний на базі мікропроцесора фірми Intel 80С51, за допомогою якого виконується вимірювання, обробка та індикація параметрів безпосередньо на місці проведення замірів. Блок живлення представляє собою акумулятор або звичайну батарею типу «Крона», розташовану в корпусі вичислительного ля. Включення питання виконується вимикачем, розташованим на корпусі визначного блоку. В якості функціональної клавіатури використані мікрокнопки типу ПКН-159-3. Всі вимірювальні параметри зберігаються в енергонезалежній пам'яті пристрою протягом однієї або декількох робочих змін, їх можна оперативно переглянути на блоці індикації. Об'єм оперативної пам'яті мікропроцесорного блоку – 32 кілобайта. Крім того, в склад вимірювальної системи входять автоматична система обміру коліс при русі рухомого складу АСОК-І (АСОК-Л).

Система АСОК-І (АСОК-Л) призначена для автоматичного оперативного контролю параметрів колісних пар (параметри гребня діаметр колеса, наявність і розміри повзуна, непаралельність колісних пар візка та ін.). Система забезпечує вимірювання параметрів колісних пар під час руху поїзда із швидкістю до 50 км/год. При використанні системи АСОК оператор, маючи оперативні дані про колісні пари, може за допомогою своєчасного ремонту продовжити їх ресурс і знизити ймовірність виникнення аварійних ситуацій.

Важливою частиною розробленої вимірювальної системи контролю параметрів колісних пар локомотивів являється програмний комплекс «АРМ Депо». Програми що входять до комплексу дозволяють створювати базу даних електронних паспортів колісних пар індивідуально для кожного локомотива, визначати степінь зносу і прогнозувати зміни геометричних параметрів колісних пар в залежності

від наробітку, відслідковувати динаміку зносу бандажів.

В інформаційній базі вимірювальної системи виконується прогнозування подальшої зміни зносу коліс і формування протоколів, стратегічних прогнози по всьому парку локомотивів. Обробляє первинну локаційну інформацію для кожного бандажа колісної пари, поступаючи із вимірювальних блоків пристроїв; систематизує інформаційний потік; виконує розрахунки геометричних параметрів бандажів колісних пар на основі аналізу первинної інформації, формує файл звіту про результати розрахунків окремо по кожному бандажу колісної пари локомотиву або парку ТРС з фіксацією всіх параметрів; діагностує власну апаратну частину контрольно-вимірювальних пристроїв.

Крім того, програмний комплекс через пристрій аварійного попередження про вихід контрольованих параметрів колісних пар за гранично допустимі значення подає відповідні сигнали в підсистемі вимірювання.

Не залишається без уваги спосіб ультразвукового контролю ободів колісних пар. Суть способу полягає в нанесенні контактної рідини на частину бокової поверхні обода, п'єзоелектричний перетворювач вручну переміщують по заданій траєкторії спочатку в режимі пошукової чутливості, відмічають місця реєстрації сигналів від можливих дефектів, а після в режимі бракувальної чутливості виявляють недопустимі дефекти.

З метою підвищення продуктивності та достовірності ультразвукового контролю технічного стану коліс рухомого складу запропоновано метод, в основі якого [6] скануючий пристрій із п'єзоелектричними перетворювачами фіксується у ванні з контактною рідиною, на колесо, що піддається контролю, встановлюють знімну мітку початку кутової координати і задають напрямок обертання колісної пари.

Метод реалізується за рахунок використання установок для ультразвукової дефектоскопії колісних пар колії 1520 мм. Функціональна схема представлена на рис.2.

Установка поєднана із технологічною рейковою колією, якою подаються колісні пари без буксових вузлів та внутрішніх кілець підшипників. В якості електронного дефектоскопічного блоку використовують дефектоскоп УД2-12 і перетворювачі п'єзоелектричні з комплекту ПРИЗ-Д5. В якості знімної мітки початку кутової координати використаний циліндричний магніт діаметром 7 мм та висотою 5 мм, намагнічений вздовж осі циліндра. Імерсійні ванни виконані зварними ємкістю по 70 л. В якості контактної середовища використовується технічна вода. В імерсійних ваннах розташовані скануючі пристрої, кожне з яких обладнано п'ятьма п'єзоелектричними перетворювачами.

Для підвищення достовірності отриманих даних з ультразвукового контролю стану катаних колісних центрів проведено аналіз удосконаленої тех-

нології ультразвукового діагностування із застосуванням специфічних діаграм амплітуда-відстань-діаметр [7].

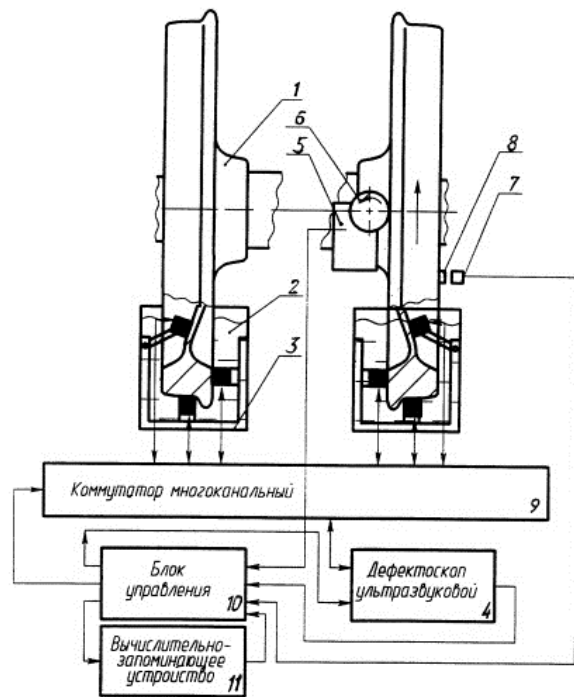


Рис. 2. Функціональна схема методу визначення дефектів колісних пар ультразвуком

За результатами теоретичних та практичних досліджень проведених науковцями були отримані нові аналітичні залежності, що описують зв'язок між амплітудною характеристикою ехосигналу від несущільності та параметрами несущільності, необхідні для побудови специфічних АРД-діаграм для оцінки несущільностей при ультразвуковому контролі обода та ступиці катаного колісного центра в осьовому напрямку, а також обода і зони переходу від обода до диска катаного колісного центра в радіальному напрямку.

Також існують системи діагностування розроблені на основі безконтактного оптичного вимірювання, дозволяючи виявляти дефекти колеса задовго до того, як вони можуть стати причиною аварії.

Перевагою даних систем є можливість проведення вимірювань під час руху поїзда на будь-яких його швидкостях. Недоліком ж, є те, що освітлення поверхні колеса в косих пучках при похилому падінні скануючого лазерного променя на поверхню колеса приводить до появи додаткових викривлень, обумовлених зміною кута падіння променя, і як наслідок, до виникнення додаткових помилок в вимірюваннях.

Дані недоліки системи частково або повністю усунуто розробниками за рахунок впровадження різноманітних технологічних рішень, до прикладу, система «EVA», для компенсації модифікації рейки, викликаної розташуванням лазера і камери нижче УГР, застосовує додаткові направляючі і захисні

елементи. Наслідком даного підходу являється низька швидкість виконання вимірювань, що складає не більше 15км/год.

Однією із сучасних тенденцій організації систем моніторингу колісних пар являється інтегрування в рамках єдиного комплексу функцій декількох модулів, забезпечуючи отримання повної інформації про параметри колісної пари. Наприклад комплексна система «WISE» (компанія «IEM», США) зображена на рис. 3.

Окрім пристроїв зміни профілю і діаметра колеса, система включає також модулі визначення дефектів колеса і вимірювання прокату і овальності. Принцип дії модуля заснований на використанні електромагнітних ультразвукових датчиків. Перший датчик генерує хвилю, що розповсюджується в поверхневому шарі колеса і огинаючи його по колу. Відображений від дефекту сигнал приймається другим датчиком.

Ще одним із варіантів безконтактного виконання діагностування поверхні кочення колісної пари є метод оснований на аналізі звуку що виникає при коченні колісної пари по рейковій колії [8].

Будь-яке переміщення колеса по рейці супроводжується характерним звуком. При русі по прямій рівній ділянці ідеальної колісної пари звук від руху буде мінімальним. Але, оскільки в процесі експлуатації спостерігається незначні відмінності в діаметрах коліс однієї колісної пари, то, навіть, на прямій ділянці колії, буде спостерігатись незначне проковзування колеса, з меншим діаметром, що призводить до виникнення звуків. Що стосується проходження кривих, то навіть колісна пара з абсолютно однаковими значеннями розмірів діаметра коліс буде спричиняти скрип від проковзування одного колеса, що

котиться по зовнішній рейці, оскільки діаметр внутрішньої рейкової нитки колії менше і друге колесо стримиться пройти його швидше. Це відбувається по причині відсутності диференціації коліс в колісній парі. При набіганні колеса, що має дефект поверхні кочення, на головку рейки відбувається співударяння контактуючих поверхонь, що супроводжується характерним звуком.

Для проведення випробувань, пов'язаних із записом звуку, що супроводжує рухомий склад що рухається, використовують ділянку колії, що знаходиться на станції, де розташовано вагомір. Через це швидкість на даній ділянці обмежена до 15 км/год для вантажних поїздів, що дає однакові початкові умови для виконання випробувань коліс. Мікрофон М встановлюється на відстані 760 мм від головки рейки непарної колії двохколійної ділянки на відстані 2 м від стика.

Вагомір, в свою чергу, за рахунок вбудованих тензодатчиків виконує заміри зміни сил навантаження на рейку, про що повідомляється у вигляді шифрограми. Шифрограма виконується у вигляді телеграми – натурального листа, в якому вказані значення навантаження на вісь, її порядковий номер, а також по дев'ятибальній шкалі нестабільність навантаження від колеса. Слід зазначити, що довжина поверхні кочення колеса складає 2983 мм, а зони контролю вагоміра – 600 мм. Таким чином, перевірена тензодатчиками вагоміра частина колеса складає всього 20,114% від всієї поверхні кочення, що не забезпечує відповідним чином контролю за станом поверхні кочення колеса, який в повній мірі повинен бути проведений іншими методами.

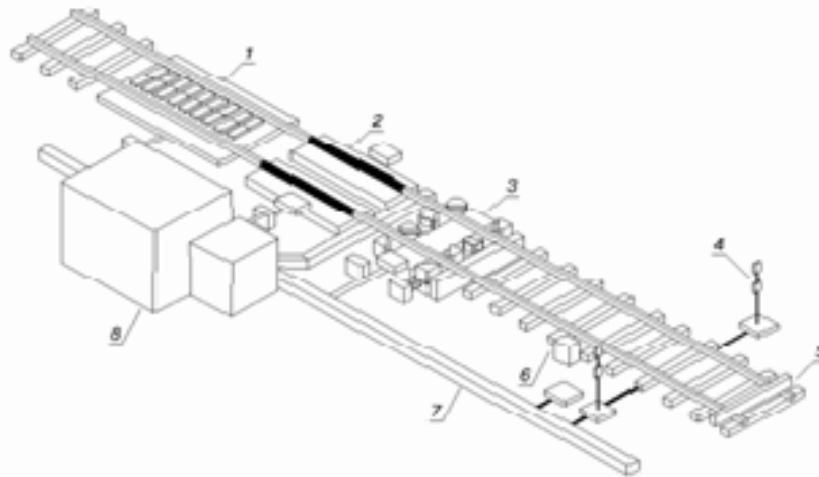


Рис. 3. Комплексна система контролю колісних пар «WISE»:

- 1 – модуль вимірювання прокату та овальності; 2 – модуль визначення дефектів колеса; 3 – модуль WISE для вимірювання профілю і діаметра колеса; 4 – датчик розташування складу; 5 – датчик наявності сторонніх предметів; 6 – модуль автоматичної ідентифікації рухомого складу; 7 – канал для прокладки кабелів та волокно-оптичних світловодів; 8 – приміщення (бокс) для установки контрольно-вимірювальної апаратури

З метою підвищення надійності діагностики технічного стану тягового редуктора та буксових підшипників тягового рухомого складу співробітники МГТУ ім. Н.Є. Баумана, та Демиховського машинобудівного заводу та ряду інших наукових та виробничих підприємств розробили нову систему, в основі якої лежить фазо хронометричний метод [9]. Даний метод успішно випробуваний на багатьох виробках, в тому числі на годинникових механізмах та багатотонних турбоагрегатах гідроелектричних станцій. При цьому високочастотні пристрої вимірюють відрізки часу відповідаючі визначеним фазам обертання діагностованих деталей.

Після складають часові ряди таких відрізків в межах заданої кількості обертів або циклів і будується математична модель процесу. В результаті можна з високою точністю визначити технічний стан деталей що обертаються.

Створений вченими апаратно-програмний комплекс діагностики тягового редуктора та буксових вузлів аналізує інформацію, отриману від індукційних датчиків, розташованих поблизу зубів шестерень та інших деталей. Система забезпечує безперервне вимірювання на ходу поїзда величини вироблення зубів ведучої шестерні та зубчатого колеса з точністю до сотих міліметра.

Завдяки цьому можна своєчасно виявляти викривлення та сколи металу, порушення змазки, та інші дефекти, а в підсумку оцінити залишковий ресурс роботи шестерень редуктора. Причому діагностику можна проводити на рівні візка, вагона та поїзда.

Сьогодні майже всі локомотиворемонтні підприємства мають в своєму розпорядженні сучасні потужні засоби вібраційного контролю, такі як «Вектор-2000» та «Прогноз-1». Їх основним призначенням являється проведення діагностики та прогнозування ресурсу вузлів обертання, таких як підшипники кочення та ковзання, ротори, з'єднувальні муфти, шестерні, ремні, робочі колеса поточних агрегатів, електромагнітні системи електричних машин.

До складу комплексу «Вектор-2000» входять: датчики вібрації, що вимірюють віброприскорення; датчики частоти обертання; віброаналізатор серії СД (рис. 4) та програма автоматичної діагностики DREAM, що встановлюється на комп'ютер [10].

Вібрація підшипникових вузлів вимірюється в діапазоні частот від 2 Гц до 25 кГц та умовно поділяється на низькочастотну (до 800 Гц), середньо частотну (до 3 кГц), високочастотну (до 10 кГц) та ультразвукову (вище 10 кГц). При вимірюваннях забезпечується обертання колісної пари із стабільною частотою в діапазоні від 3 до 6 Гц.

Оскільки використовується режим обертання колісної пари з постійною частотою, основним видом аналізу сигналів є спектральний аналіз як низькочастотної (та частково середньо частотної) вібрації підшипникових вузлів (аналіз авто спектрів вібрації), так і огинаючої (спектральний аналіз коливань потужності) високочастотної вібрації. Крім цього

контролюється форма (середньоквадратичне та пікове значення) ультразвукової вібрації (в полісі 10-25 кГц) і спектральна щільність низькочастотної вібрації.



Рис. 4. Віброаналізатори СД-11, СД-12, СД-21 та СД-22Р виробництва Асоціації ВАСТ

Зазначені види вимірювань та аналізу вібрації можливо провести на будь-якому із приведених на рис. 8 віброаналізаторів серії СД.

Одними із запропонованих варіантів методів діагностики є, діагностування стану тягових двигунів на основі спектрального аналізу. Так, за даною схемою пропонується виконання діагностування стану ізоляції тягових двигунів електровозів за допомогою нано-інтерферометричних оптоволоконних датчиків. Увагу загострено на параметрі нагріву ізоляції обмоток магнітної системи остова тягового двигуна. Виходячи з представлених даних експлуатації, пошкодження обмоток являється одною з основних причин виходу з ладу тягових двигунів [11].

Іншим шляхом застосування спектрального аналізу є, метод діагностування магнітної системи та колекторно-щіткового апарату тягових двигунів на основі двохшарової розпізнавальної системи. Також даний метод пропонується до застосування при контролі стану колісномоторних блоків [12].

Для виявлення дефектів ТЕД як електромагнітного, так і механічного характеру можуть застосовуватись діагностичні комплекси для віброакустичного діагностування, а також багатоканальні вимірювальні комплекси з метою одночасного вимірювання струму та вібро-акустичного діагностування.

Для того, щоб підвищити загальну якість стенових випробувань електричних машин, необхідно впроваджувати новітні методи та технології діагностування, удосконалити засоби вимірювання. Одним із таких удосконалень може бути впровадження засобів для визначення нерівномірності обертання вала якоря, оскільки саме це є першочерговим фактором, який викликає вібрацію тягового двигуна. Впровадження засобів вимірювання нерівномірності обертання якоря тягового електродвигуна дозволить

більш точно визначити якість ремонту механічної та електромеханічної частини тягових двигунів [13].

У той же час технічні засоби для діагностування за нерівномірністю обертання вала двигуна значно дешевші, а при застосуванні сучасних вимірювальних систем дозволяють отримати достатню кількість діагностичної інформації. Крім того, при діагностуванні за нерівномірністю частоти обертання на електродвигунів встановлюється лише один датчик.

Для діагностування за нерівномірністю частоти обертання пропонується застосувати високоточний інкрементальний оптичний датчик кутового переміщення (енкодер). Інкрементальні енкодери призначені для визначення кута повороту об'єктів, що обертаються. При зміні кутового положення вала щодо його початкового положення, інкрементальні енкодери формують вихідний сигнал, що є послідовністю імпульсів прямокутної форми. За цими імпульсами приймаючий пристрій визначає поточний кут повороту вала шляхом підрахунку кількості імпульсів за допомогою лічильника.

Шляхом обробки сигналу від інкрементального датчика можна отримати інформацію про поточне значення кута повороту вала щодо опорної індексної відмітки (методом послідовних додавань), а також про його кутову швидкість.

Нерівномірність частоти обертання тягового електродвигуна може бути викликана різними типами несправностей, але їх можна розподілити на дві групи: несправності механічного характеру (підшипників, колекторно-щіткового апарату та ін.) і несправності електричного характеру (замикання в обмотках якоря і полюсів, порушення комутації та ін.).

Несправності механічного характеру виникають через постійну циклічну зміну опору обертанню якоря, викликану зміною сили тертя в підшипниках або між щітками та колектором.

Несправності електромагнітного характеру можуть бути викликані пульсаціями магнітного потоку, нерівномірністю повітряного зазору між полюсами і якорем, міжвитковими замиканнями обмотки якоря та деякими іншими менш розповсюдженими причинами.

Деякі дефекти (наприклад, несправності щітково-колекторного апарату) одночасно спричиняють нерівномірності як електричного, так і механічного характеру. Так, виступаючі колекторні пластини або міканіт спричиняють появу пульсації напруги між щітками і струму якоря при проходженні кожного щіткотримача, що призводить до нерівномірності обертання вала двигуна. При цьому значення сили тертя між щітками і колектором постійно змінюється, і відповідно, змінюється опір обертання якоря, що посилює нерівномірність його обертання.

Несправності механічного характеру виявляються як під час сталої роботи двигуна під напругою, так і при відсутності напруги на затискачах (в режимі вибігу). Несправності ж електричного характеру проявляються лише під час роботи двигуна під

напругою. Таким чином діагностування механічного характеру доцільно проводити в режимі вибігу, а для діагностування електричної частини двигуна можна керуватись результатом віднімання сигналу нерівномірності обертання якоря при протіканні струму по обмотках і обертання якоря в режимі вибігу.

Висновок. Згідно приведеного вище аналізу методів, що на даний час застосовуються або знаходяться лише на стадії розробки, слід зазначити: значна кількість методів, що на даний час застосовуються на підприємствах Укрзалізниці являються застарілими та вимагають удосконалення або ж заміни на новітні, більш досконалі та продуктивніші. Беручи до уваги досвід зарубіжних та вітчизняних науковців, та експлуатаційників можна створити свою власну систему, яка ні в чому не буде уступати існуючим зразкам.

Л і т е р а т у р а

1. Колесно-моторный блок [електронний ресурс] / інформація / сайт lokomo.ru – Режим доступу: <http://lokomo.ru/podvizhnoy-sostav/kolesno-motorny-blok.html>. (Дата звернення 03.01.2017).
2. П.А.Пластин. Автоматическая диагностика колесных пар с помощью системы ARGUS [текст] / реферат / - Петербургский государственный университет путей сообщения. – Санкт-Петербург. – 2006. – С.2-13.
3. Система автоматического контроля технического состояния подвижного состава на ходу поезда ДИСК-БКВ-Ц. Технология обслуживания [текст] / - М. Транспорт. – 1994. – С.3-4.
4. А.П.Буйносов. Автоматическая измерительная система для контроля геометрических параметров колесных пар железнодорожного подвижного состава / [текст] / Известия высших учебных заведений. Поволжский регион / К.А.Стаценко, А.М.Кыслицин. – Технические науки. 2012. №2(22). – С.146-154.
5. А.П.Буйносов. Измерительная система для контроля параметров колесных пар локомотивов / [текст] / Известия высших учебных заведений. / А.М.Кыслицин. – Машиностроение. 2013. №11. – С.44-50.
6. А.В.Дубина. Способ ультразвуковой дефектоскопии колесных пар рельсового транспорта и устройство для его реализации [електронний ресурс] / патент / сайт FindPatent.ru – Режим доступу: <http://www.findpatent.ru/patent/229/2293982.html/>. (Дата звернення 15.10.2016).
7. Г.Г.Басов. Усовершенствованная технология ультразвукового диагностирования колесных центров тягового подвижного состава / [текст] / А.Н.Киреев, В.И.Додонов / Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів в машинобудуванні. Збірник наукових праць / Східноукраїнський нац. ун-т. ім. В.Даля. – Луганськ. 2013. №1. – С.257-264.
8. С.Ю.Бурак. Диагностирование состояния поверхности катания колеса подвижного состава железных дорог / [текст] / Наука та прогресс транспорту. Вісник Дніпропетровського нац. ун-т. залізничного транспорту. – Дніпропетровськ. 2013. №1(43). – С.22-27.

9. А.Стрельцов. Ученые предложили новый способ диагностики подвижного состава [электронный ресурс] / статья / сайт газета Гудок – Режим доступа: <http://www.gudok.ru/newspaper/?ID=1002592>. (Дата звернення 03.01.2017).
10. А.В.Барков. Технология вибрационного диагностирования подшипников качения колесно-моторных блоков локомотивов [электронный ресурс] / Барков А.В., Баркова Н.А., Дегтерев С.Г., Комяков А.В. / статья / сайт Северо-западный учебный центр – Режим доступа: <http://vibro-expert.ru/tehnologiya-vibracionnogo-diagnostirovaniya-podshipnikov-kacheniya-kolesno-motornix-blokov-lokomotivov.html>. (Дата звернення 25.12.2016).
11. М.Н. Петров. Диагностика изоляции тяговых электродвигателей электропоездов на основе нанointерферометрических оптоволоконных датчиков [Текст] / Орленко А.И., Терехулов О.А., Лукьянов Э.В. / Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований.-2013.- №15.-с.139-141.
12. В.Д. Авилов. Контроль технического состояния и оценка ресурса тяговых двигателей и колесно-моторных блоков подвижного состава [Текст] / Харламов В.В., Костюков В.Н. / Сб. науч. раб. / ОАО «РЖД», 2006. - с.28-32.
13. Б.С.Бондар. Діагностування тягових електродвигунів за нерівномірністю обертання якоря [Текст] / Очкасов О.Б., Черняев Д.В., Шевченко І.Я. / Наука та прогрес транспорту.-2013.-Вип.3(45).-с.13-21.
14. А.П. Фалендиш. Модель оцінки технічного стану тягових двигунів моторвагонного рухомого складу [Текст] / А.П. Фалендиш, О.Б. Коломієць, І.Р. Вихопень, С.М. Тихонов // 36. наук. праць. –Х: УкрДАЗТ, 2016. -**Bun.163**. -С.86-94.
15. А.П.Фалендиш.. Моделювання робочих параметрів модернізованих тепловозів як об'єктів випробувань [текст] // А.П. Фалендиш, Д.А. Іванченко // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. 2016. -№1. –С.71-76.
16. В.П. Ткаченко. До оптимізації системи нормативно-допускових параметрів зносу гребенів бандажів локомотивів / [текст] / Ткаченко В.П., Сапронова С.Ю., Воронько О.М., Логвінов Г.В., Гончаров О.М. // Залізничний транспорт України/ Науково-практичний журнал.– Київ, 2009.– №1.– С.37–39.
17. Tkachenko, S.Sapronova. Steerability of railway vehicles / Transport Problems // International Scientific Journal, 2007.– T.2. – Z. 4. – p.9 – 16.
5. A.P.Buynosov. Measuring system for monitoring the parameters of wheel sets of locomotives / [text] / News of higher educational institutions. / A.M.Kyslitsyn. - Mechanical engineering. 2013. № 11. - 44-50p.
6. A.V.Dubina. Method of ultrasonic flaw detection of wheel pairs of rail vehicles and a device for its implementation [electronic resource] / patent / site FindPatent.ru – Access mode: <http://www.findpatent.ru/patent/229/2293982.html/>. (Date of appeal 15.10.2016).
7. H.H.Basov. Advanced technology of ultrasonic diagnostics of wheel centers of traction rolling stock / [tex] / A.N.Kyreev, V.Y.Dodonov / Resource-saving technologies of production and fabrication of materials in engineering. Collected Works / East nat. Univ. them. Volodymyr Dahl. - Luhansk. 2013. №1. - 257-264p.
8. S.Y.Buryak. Diagnosis of the surface condition of rolling stock wheels of rolling stock of railways / [text] / Science and Progress vehicles. Journal of of Dnipropetrovsk th. Univ. railway transport. - Dnipropetrovsk. 2013. №1 (43). - 22-27p.
9. A.Strel'tsov. Scientists have proposed a new way to diagnose rolling stock [electronic resource] / information / article / site Whistle newspaper – Access mode: <http://www.gudok.ru/newspaper/?ID=1002592>. (Date of appeal 03.01.2017).
10. A.V.Barkov. The technology of vibration diagnostics of rolling bearings of wheel-motor blocks of locomotives [electronic resource] / Barkov A.V., Barkova N.A., Dehterev S.H., Komyakov A.V. / article / site North-West Training Center - Access mode: <http://vibro-expert.ru/tehnologiya-vibracionnogo-diagnostirovaniya-podshipnikov-kacheniya-kolesno-motornix-blokov-lokomotivov.html>. (Date of appeal 25.12.2016).
11. M.N. Petrov. Diagnosis of isolation of traction electric motors of electric locomotives on the basis of nano-interferometric fiber-optic sensors / [text] / Orlenko A.I., Terехulov O.A., Luk'yanov E.V / International Journal of Applied and Fundamental Research.-2013.- No. 15.-139-141p.
12. V.D. Avilov. Monitoring of technical condition and evaluation of the life of traction engines and wheeled-motor blocks of rolling stock / [text] / Kharlamov V.V., Kostyukov V.N. / Collection of scientific papers / JSC Russian Railways, 2006. - 28-32p.
13. B.E.Bondar. Diagnosis traction motors for uneven rotation anchor / [text] / Ochkasov O.B., Chernyayev D.V., Shevchenko I.Ya. / Science and progress transportu.-2013, Issue 3 (45) .- 13-21p.
14. A.P. Falendysh. The model estimates the technical state of traction engines of motor-wagon rolling stock / [text] / A.P. Falendysh, O.B. Kolomiyets', I.R. Vykhopen', S.M. Tykhonravov // Proceedings of harkov: UkrDAZT, 2016 - Issue 163 -86-94p
15. A.P. Falendysh. Simulation of the operating parameters of modernized locomotives as objects trials / [text] / A.P. Falendysh, D.A. Ivanchenko // Information management systems for rail transport. 2016. -№1. -71-76p.
16. V.P. Tkachenko. To optimize the system of regulatory tolerance parameters crests wear bandages locomotives / [text] / Tkachenko V.P., Sapronova S.Yu., Voron'ko O.M., Lohvinov H.V., Honcharov O.M. // Rail Ukraine / Scientific zhurnal.- Kyiv, 2009.- №1.- 37-39p.
17. V.P. Tkachenko. Steerability of railway vehicles / Transport Problems // International Scientific Journal, 2007.– T.2. – Z. 4. – p.9 – 16p.

References

1. Wheel-engine block [electronic resource] / information / site lokomo.ru – Access mode:<http://lokomo.ru/podvizhnoy-sostav/kolesno-motornyy-blok.html>. (Date of appeal 03.01.2017).
2. P.A.Plastyn. Automatic diagnostics of wheel sets using the ARGUS system [text] / essay / Petersburg State Transport University. - St. Petersburg. – 2006. – 2-13p.
3. The system of automatic control of the technical condition of the rolling stock on the go of the DISK-BKV-C train. Service technology [text] / - M. Transport. – 1994. – 3-4p.
4. A.P.Buynosov. Automatic measuring system for control of geometrical parameters of wheel sets of railway rolling stock / [text] / News of higher educational institutions. The Volga Region / K.A.Statsenko, A.M.Kyslitsyn. - Technical science. 2012. № 2 (22). - 146-154p.

Чигирик Н.Д., Возненко С.И., Вихопень И.Р., Клецкая О.В. Методы диагностики технического состояния элементов колесно-моторных блоков тягового подвижного состава.

В статье приведены описания разного рода методов выполнения диагностики технического состояния колесно-моторных блоков (КМБ) тягового подвижного состава (ТПС) в целом, так и отдельно каждого из элементов, входящих в его состав.

Ключевые слова: колесно-моторный блок, диагностика технического состояния, системы диагностики, колесная пара, тяговый электродвигатель, тяговый редуктор.

Chyhyryk N., Voznenko S., Vykhopen' I., Klets'ka O. Methods of diagnosing the technical of elements wheeled motor units of traction rolling stock.

The article contains descriptions of various methods for performing diagnostics of the technical condition of wheeled and motor blocks (BMBs) of tractive rolling stock (TPS) as a whole, and separately each of the elements that make up its composition.

Key words: wheel-motor unit, diagnostics of technical condition, diagnostic system, wheel pair, traction electric motor, traction reducer.

Чигирик Н.Д. — к.т.н., доцент, кафедра «Експлуатація та ремонт рухомого складу», Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail:

Возненко С.И. — к.т.н., доцент, кафедра «Колія та колійне господарство», Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail:

Вихопень И.Р. — асп., кафедра «Експлуатація та ремонт рухомого складу», Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail: crownwick@bigmir.net.

Клецкая О.В. — асист., кафедра «Теплотехніка та теплові двигуни», Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail: gurao@ukr.net.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.И.**

Стаття подана 05.03.2017

УДК 621.431

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ИЗНАШИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Шкрегаль А.Н., Пархоменко Л.А., Ареф'єва К.В.

INFLUENCE OF DIESEL ENGINES OPERATING MODES ON THE INTENSITY OF WRAPPING THE PARTS OF THE CROP-SHINE MECHANISM

Shkregal' A., Parhomenko L., Aref'eva K.

*Проанализированы основные причины износа деталей подшипникового узла дизельного двигателя в зависимости от режимов работы. Предложены мероприятия по уменьшению интенсивности изнашивания кривошипно-шатунного механизма в предпусковой и пусковой периоды. **Ключевые слова:** режимы работы, дизель, кривошипно-шатунный механизм, изнашивание, параметры работы, силы трения.*

Вступление. Непрерывное совершенствование двигателей в направлении улучшения их удельных мощностных и весовых показателей значительно повысило напряженность работы пар трения. Опыт эксплуатации показал, что износ двигателя внутреннего сгорания вызывается главным образом из-за несовершенства системы смазки, главной задачей которой это создать для уменьшения износа и облегчения движения между трущимися поверхностями качественный масляный слой. Слой масла, находящийся между трущимися поверхностями, частично или полностью предотвращает их соприкосновение при взаимном перемещении и тем самым уменьшает износ этих поверхностей и снижает механические потери в двигателе. Благодаря этому увеличивается срок службы двигателя, улучшаются его мощностные и экономические показатели. Кроме того система смазки удаляет из трущейся пары посторонние частицы и продукты износа, предотвращает коррозию деталей, охлаждает трущиеся поверхности, а в некоторых двигателях используется в качестве теплоносителя и охлаждает днище поршня.

Постановка проблемы. Надежность и долговечность двигателей в значительной степени зависит от совершенства системы смазки и качества масла. При этом, большое значение имеет оптимизация системы смазки: обоснование емкости системы и производительности масляного насоса; способа и количества подаваемого масла в сопряженные пары;

числа и места размещения клапанов управления давлением масла; способа включения агрегатов очистки и охлаждения масла.

В большинстве двигателей масло в основные узлы кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов подается под давлением. Подача масла – один из главных параметров, который характеризует интенсивность смазки пар трения, определяет количество масла, подаваемого для смазки и охлаждения сопряжений, и главным образом для подшипников коленчатого вала, так как кривошипно-шатунный механизм играет важную роль в работе двигателя и является основным ресурсопределяющим функциональным элементом ДВС.

Анализ статистических данных указывает на то, что КШМ среди всех систем ДВС по вероятности отказов и трудоемкости ремонта занимает первое-второе место, как в дизелях, так и в бензиновых двигателях. В частности, из практики эксплуатации автотранспортных средств установлено, что одними из сопряжений, лимитирующих ресурс автомобильного двигателя, являются подшипники коленчатого вала, на долю которых приходится 10-20 % отказов двигателя, для устранения которых требуется 50-70 % затрат на запасные части и 50-60 % трудовых затрат [1]. Это свидетельствует о том, что одной из основных причин отказов ДВС является изменение технического состояния деталей КШМ, что существенно влияет на длительность простоев техники в неработоспособном состоянии.

Анализ последних исследований и публикаций. Основными причинами отказов подшипников являются разрушение и выплавление антифрикционного слоя вкладышей, их задиры и проворачивание, чрезмерно увеличенный зазор вследствие изнашивания трущихся поверхностей вкладышей и шеек, интенсивность которого во многом зависит от хара-

ктера смазочного процесса на различных режимах эксплуатации двигателей.

Известно, что различные режимы работы двигателя вносят разный вклад в эксплуатационный износ. Так, исследованиями установлено, что ускоренное изнашивание подшипников характерно при приработке и в условиях низкотемпературного пуска [1;2]. Однако вопрос о влиянии эксплуатационных режимов на изнашивание подвижных сопряжений решен не в полном объеме. Поэтому, от режимов пуска и нагружения ДВС зависит интенсивность изнашивания, а, в конечном итоге ресурс транспортного средства.

Цель: определить эффективные способы снижения сил трения и уменьшения износа деталей кривошипно-шатунного механизма дизельного двигателя.

Изложение основного материала исследования. Эксплуатация дизельного двигателя характеризуется широкой вариацией параметров теплового, нагрузочного и скоростного режимов работы.

Принято считать, что при эксплуатации двигателя в подшипниках коленчатого вала преобладает режим жидкостной смазки. Однако в реальной эксплуатации происходит его нарушение в таких распространенных случаях, как: пуск двигателя, когда имеет место задержка поступления моторного масла к подшипникам, особенно при низких температурах, повышающих вязкость масла; работа двигателя с большими нагрузками при низкой частоте вращения коленчатого вала; пониженное давление масла в системе смазки, вызванное загрязнением фильтрующего элемента, снижением производительности масляного насоса, а также снижением вязкости масла за счет его перегрева или разжижения топливом; когда зазор в подшипниках превышает допустимую величину вследствие высокой степени изношенности.

Изменение технического состояния вследствие изнашивания приводит к увеличению диаметрального зазора, овальности и конусности, разрушению антифрикционного слоя подшипника, что способствует снижению несущей способности смазочного слоя, уменьшению его минимальной толщины, увеличению вероятности ее разрушения и, соответственно, увеличению продолжительности контактного взаимодействия трущихся поверхностей. Таким образом, нарушение режима жидкостной смазки интенсифицируют процесс изнашивания подшипников и, соответственно, ресурса.

Для количественной оценки состояния смазочного процесса были использованы следующие показатели: условия смазывания деталей подшипникового узла дизельного двигателя 4Ч11/12,5 определялись по значению минимальной толщины слоя масла h_{\min} при изменении частоты вращения коленчатого вала в интервале 0...2200 об/мин. и температуры масла от 0 до 100 °С по формуле:

$$h_{\min} = 55 \cdot 10^{-9} \frac{\eta_t \cdot n \cdot d}{k_{cp} \cdot \psi \cdot c}, \text{ мкм} \quad (1)$$

где h_{\min} – минимальная толщина масляного шара, мкм;

η_t – динамическая вязкость масла, Па · с ;

d – диаметр коренной шейки коленчатого вала двигателя;

n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ;

k_{cp} – среднее удельное давление на опорную поверхность коренной шейки коленчатого вала, МПа;

ψ – относительный зазор между вкладышами и коренной шейкой коленчатого вала двигателя, мкм;

Δ – диаметральный зазор вкладыша и шейки коленчатого вала, мкм;

c – коэффициент, характеризующий геометрию подшипника.

Значение граничного слоя масла, что характеризует переход к сухому трению в паре, определяется по формуле:

$$h_{кр} = h_k + h_e \text{ мкм}, \quad (2)$$

где h_k – значение параметра шероховатости поверхности шейки коленчатого вала при тонком шлифовании, мкм;

h_e – значение параметра шероховатости поверхности вкладыша, мкм.

Коэффициент надежности H работы подшипникового узла равен:

$$H = \frac{h_{\min}}{h_{кр}}. \quad (3)$$

Подставляя в (1-3) количественные характеристики параметров получили, что минимальная толщина масляного слоя составила $h_{\min} = 4,78$ мкм, значение граничного слоя масла $h_{кр} = 2$ мкм, а коэффициент надежности работы подшипникового узла $H = 2,39$.

Таким образом, рассчитана минимальная толщина слоя масла $h_{\min} = 4,78$ мкм обеспечивает жидкостное трение при работе сопряжения «шейка-вкладыш» при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

При этом, минимальная толщина слоя масла h_{\min} между шейками коленчатого вала и вкладышами изменяется при изменении частоты вращения n и вязкостно-температурных показателей масла η_t , °С. Результаты расчетов представлены на рис.

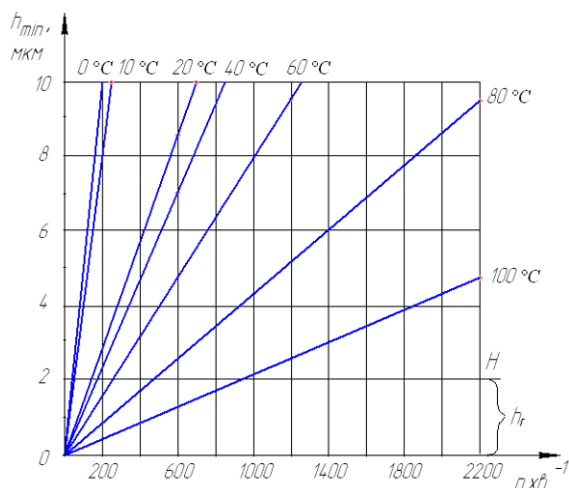


Рис. Зависимость минимальной толщины масляного слоя от частоты вращения и вязкостно-температурных показателей масла

Анализ полученных зависимостей указывает на то, что условия жидкостного трения придерживаются в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала от 2200 до 800 мин^{-1} при использовании масла М10Г₂ с вязкостью 9,5...11,5 $\text{мм}^2/\text{с}$ при температуре 100 °С. Это обеспечивает работу сопряженных деталей подшипникового узла с минимальным износом. Силы трения при этом определяются только внутренним трением слоев масла.

При уменьшении частоты вращения коленчатого вала от $n_{x.x}$ до $n_{\text{пуску}}$, толщина масляного слоя h_{min} уменьшается от 1,74 до 0,44 мкм, а коэффициент надежности H уменьшается от 0,87 до 0,22, жидкостное трение превращается в граничное. При частоте вращения коленчатого вала 50 мин^{-1} и меньше, шейка коленчатого вала и вкладыш разделены граничной масляной пленкой $h_{\text{min}} = 0,11$ мкм, толщина которой зависит от полярной активности молекул, которые входят в жидкость. Дальнейшее уменьшение частоты вращения коленчатого вала обуславливает возможность получения трения без слоя масла, когда трение увеличивается до значений $f=0,1...0,8$, то есть режимы смазки меняются от жидкостного до сухого трения поверхностей подшипников от $f=0,0025$ до $f=0,8$, или изменяются в 320 раз. Предельный режим смазки оказывается в период пуска и остановки двигателя, когда насос еще не обеспечивает или уже не обеспечивает подачу масла в главную магистраль, а во время пуска двигателя масло поступает к подшипникам коленчатого вала и к другим парам трения с некоторым опозданием во времени. Отсутствие масла между сопряженными парами приводит к интенсивному их износу и задирам.

Таким образом, результаты исследования указывают на то, что максимальный износ деталей кривошипно-шатунного механизма наблюдаются в режиме пуска и остановки двигателя, когда толщина масляной пленки между поверхностями трения яв-

ляется минимальной. Эффективным способом снижения сил трения и уменьшения износа деталей кривошипно-шатунного механизма может быть подача масла под давлением в главную масляную магистраль двигателя в предпусковой период.

Выводы. Подача масла к поверхностям подшипников кривошипно-шатунного механизма в предпусковой и пусковой периоды исключает сухое и граничное трение сопряженных элементов, предотвращает интенсивному износу и задирам вкладышей и шеек коленчатого вала двигателя. Повышение долговечности двигателей возможно за счет использования устройств предпускового прокачивания масла.

Л и т е р а т у р а

1. Калимуллин Р.Ф. Концепция ресурсосберегающей эксплуатации автомобильных двигателей / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко // Вестник СГТУ, 2013. – Вып 2 (71). – С.29-34.
2. Козаченко О.В. Аналіз та напрямки підвищення ефективності системи мащення дизельного двигуна Д-240. / О.В. Козаченко, О.М. Шкрєгаль, А. В. Череди́нченко // Технічні системи та технології в тваринництві. Технічний сервіс машин для рослинництва // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2016. – Вип. 170. – С. 215-220.

References

1. Kalimullin R.F. The concept of resource-saving operation of automobile engines / R.F. Kalimullin, S.Ju. Kovalenko // Bulletin of CSTU, 2013. - Issue 2 (71). - 29-34p.
2. Kozachenko O.V. Analysis and ways of increasing the efficiency of the diesel engine lubrication D-240. / O.V. Kozachenko, O.M. Shkregal', A. V. Cherednichenko // Technical systems and technologies in animal husbandry. Technical service machines for plant growing // Journal of KNTUA them. P. Vasilenko. -Kharkov: KNTUA, 2016 - Issue. 170. - 215-220p.

Шкрєгаль А.Н., Пархоменко Л.А., Ареф'єва К. Вплив режимів роботи дизельного двигуна на інтенсивність зношування деталей кривошипно-шатунного механізму

Проаналізовано основні причини зношування деталей підшипникового вузла дизельного двигуна в залежності від режимів роботи та запропоновані заходи щодо зменшення інтенсивності зношування кривошипно-шатунного механізму в передпусковий і пусковий періоди.

Ключові слова: режими роботи, дизель, кривошипно-шатунний механізм, зношування, параметри роботи, сили тертя.

Shkrehal' A., Parkhomenko L., Aref'yeva K. Effect modes of the diesel engine on the intensity of wear of a crank mechanism.

The main causes of wear of the details of the bearing assembly of a diesel engine are analyzed, depending on the operation modes. Measures are proposed to reduce the wear intensity of the crank mechanism in the pre-start and start-up periods.

Keywords: operating modes, diesel, crank mechanism, wear, operating parameters, frictional forces.

Шкрегаль А.Н. — к.т.н., доцент, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П.Василенко.

Пархоменко Л.А. — к.т.н., доцент, кафедра «Теплотехніка та теплові двигуни», Український державний університет залізничного транспорту.

Ареф'єва К.В. — студ., кафедра «Теплотехніка та теплові двигуни», Український державний університет залізничного транспорту.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 13.03.2017

УДК 656.612.1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТИПОРАЗМЕРА БАРЖЕ БУКСИРНОГО СОСТАВА**Щербина О.В.****DETERMINATION OF SIZE THE TUG BARGE COMPOSITION****Shcherbina O.**

Задача эффективной работы ББС решается за счет возможности закрепления за буксиром разного количества барж в зависимости от условий плавания и технико-эксплуатационных характеристик наличного состава флота. В условиях оперирования ограниченным числом барж и буксиров для осуществления перевозок по запланированным либо прогнозируемым направлениям судоходная компания стремится извлечь максимальную прибыль за счет оптимизации соответствия комплектации ББС условиям предстоящего рейса. Качественное соотношение количества и характеристик барж и буксира в составе, обслуживающем грузопоток, определяет экономический эффект от работы ББС.

Ключевые слова: барже буксирный состав, количество элементов ББС, типоразмер

Введение. Постановка задачи и ее актуальность. Одной из основных задач эксплуатации судов по внутренним водным путям является получение максимального экономического эффекта от перевозок грузов. Одним из направлений решения поставленной задачи является оптимизация технико-эксплуатационных характеристик (ТЭХ) судна условиям плавания. Наилучшим образом адаптироваться переменным эксплуатационным условиям позволяет конструкция барже буксирных судов (ББС). Известно, что работа ББС предполагает комбинацию буксира и одной либо нескольких барж, определяющую типоразмер состава. ББС отличаются различным тяговым усилием буксиров, количеством и грузоподъемностью барж, способом и схемой их счала. Следует учитывать, что комплект может состоять из барж, отличающихся по ТЭХ.

Каждому типоразмеру состава соответствует свои габаритные характеристики, скорость следования, время формирования и расформирования состава и др., что оказывает влияние на эффективность организации их работы на разных линиях.

Во многих работах посвященных организации работы ББС, среди общих вопросов изложены методики расчета потребного тоннажа при расстановке судов для работы на направлениях. Однако не до-

статочно уделено внимание определению потребности в составных элементах ББС при организации их работы на линиях. Повышение в последние годы спроса на мировом рынке на суда такого типа предопределяет актуальность рассматриваемой задачи.

Целью статьи является распределение наличного флота барж и буксиров для обеспечения эффективности их работы.

Изложение основного материала. В работах [1 - 3] выявлены общие ограничивающие факторы, оказывающие влияние на типоразмер состава. Среди них необходимая загрузка ББС, наличный флот, путевые условия, условия управляемости составов и безопасности движения, необходимость обеспечения определенных скоростей доставки грузов, ограничивающие условия в портах при обработке судов.

В работах [4-6] предложены некоторые методы определения вариантов типоразмеров составов. Так, в работе [4] предложено для решения задачи формирования возможных типоразмеров составов и определения числа их паросочетаний применять теорию графов. Опираясь на полученные в работе [4] результатах, в работе [5] (также как и в работе [6]) авторы предлагают применить экономико-математическое моделирование с целью нахождения такого сочетания типоразмеров составов, их схем движения с применением определенного способа организации движения судов, при котором достигается оптимум принятого критерия оптимальности. Однако, предложенная методика не в достаточной мере учитывает ограничения, оказывающие влияние на выбор и обоснование типоразмера состава, для работы на линии. В качестве альтернативы теории графов при определении типоразмеров составов предлагается следующая последовательность:

Этап 1. Определение всех возможных комбинации буксиров и барж из наличного либо возможного состава флота при помощи экономико-математической модели (5 - 10).

Этап 2. Обоснование выбора типа ББС для работы по схеме при помощи экономико-математической модели по критерию оптимальности.

Этап 3. Формирование потребного парка ББС с учетом их оборота.

Как известно, число барж типа j в составе воза влияет на регистровую грузоподъемность ББС типа z ($Dч_p^z$) и зависит не столько от их наличного состава (N_j) и регистровой грузоподъемности ($Dч_j^z$), сколько от максимально допустимой грузоподъемности ББС при работе на схеме ℓ , исходя из ограничений на трассе ($Dч_{max}_\ell$) и мощности энергетической установки тяги типа i (N_i^e).

Если максимально допустимая грузоподъемность ББС при работе на схеме ℓ , исходя из ограничений на трассе, объявляется заранее соответствующими компетентными службами либо определяется опытным путем, то прямая зависимость регистровой грузоподъемности ББС от мощности СЭУ тяги отобразена в формуле

$$\rho_i = \frac{Dч_p^z \max}{N_i^e} \quad (i=\overline{1, I}; z = \overline{1, Z}), \quad (1)$$

где $Dч_p^z \max$ - максимальная регистровая грузоподъемность ББС типа z , т.

ρ_i - удельная нагрузка тяги (ЕМ) типа i , т/кВт;

N_i^e - мощность энергетической установки тяги типа i , кВт.

Удельная нагрузка тяги и мощность энергетической установки тяги (ЕМ) типа i указывается в ТЭХ судна либо определяется из выражения (1).

При этом следует учесть, что

$$Dч_p^z = \sum_{j=1}^J Dч_j^z \cdot n_j^{z\ell} \quad (z = \overline{1, Z}; \ell = \overline{1, L}), \quad (2)$$

где $Dч_j^z$ - регистровая грузоподъемность ББС типа z , т;

$Dч_j^z$ - регистровая грузоподъемность барж типа j входящих в состав ББС типа z , т;

$n_j^{z\ell}$ - количество барж типа j входящих в состав ББС типа z для работы на схеме ℓ , ед.

Таким образом, при определении количества барж типа j входящих в состав ББС типа z для работы на схеме ℓ необходимо учитывать следующее условие

$$Dч_{max}^z = \min \{ Dч_p^z \max, Dч_{max}_\ell \}, \quad (3)$$

$$(z = \overline{1, Z}; \ell = \overline{1, L})$$

где $Dч_{max}^z$ - максимально возможная грузоподъемность ББС типа z при работе на схеме ℓ .

При составлении воза (входящего в состав ББС типа z) из барж типа j для распределения наличного тоннажа по направлениям (схемам ℓ) предлагается следующая экономико-математическая модель (4) – (9), решение которой обеспечивает максимальное использование как линейных характеристик судового хода по грузоподъемности, так и мощности СЭУ тяги. Кроме того, в модели ограничивается общее количество необходимых судов (барж типа j), наличным составом флота (N_j) с учетом его количественных изменений за счет, как убыли судов, так и пополнения.

$$Z = \sum_{j=1}^J x_{jz\ell} \cdot Dч_j^z \cdot Y_{jz\ell} \rightarrow \max \quad (4)$$

$$(j = \overline{1, J}; z = \overline{1, Z}; \ell = \overline{1, L});$$

$$\sum_{j=1}^J x_{jz\ell} \cdot Dч_j^z \cdot Y_{jz\ell} \leq Dч_{max}^z \quad (5)$$

$$(z = \overline{1, Z}; \ell = \overline{1, L});$$

$$\sum_{z=1}^Z \sum_{\ell=1}^L x_{jz\ell} \leq N_j \quad (j = \overline{1, J}); \quad (6)$$

$$Y_{jz\ell} = \{0, 1\} \quad (j = \overline{1, J}; z = \overline{1, Z}; \ell = \overline{1, L}); \quad (7)$$

$$x_{jz\ell} = 1, 2, \dots, P \quad (j = \overline{1, J}; z = \overline{1, Z}; \ell = \overline{1, L}); \quad (8)$$

$$x_{jz\ell} \geq 0 \quad (j = \overline{1, J}; z = \overline{1, Z}; \ell = \overline{1, L}), \quad (9)$$

где $x_{jz\ell}$ - количество барж типа j входящих в состав ББС типа z работающих на схеме ℓ для перевозки груза r ;

$Dч_j^z$ - регистровая грузоподъемность барж типа j входящих в состав ББС типа z ;

$Dч_{max}_\ell$ - максимально допустимая грузоподъемность ББС при работе на схеме ℓ , исходя из ограничений;

$Y_{jz\ell}$ - параметр, определяющий перевозку груза r баржами типа j входящими в состав ББС типа z , работающего на схеме ℓ , принимает следующее значение:

$$Y_{jz\ell} = \begin{cases} 1, & \text{если баржи типа } j \text{ предназначены для перевозки груза } r \text{ на схеме } \ell \text{ в составе ББС} \\ & \text{типа } z \text{ (т.е. совпадает назначение барж, их} \\ & \text{район плавания и линейные параметры, а} \\ & \text{также сцепное устройство позволяет} \\ & \text{работать в составе воза типа } z). \\ 0, & \text{в противном случае;} \\ N_j & \text{- наличный состав барж типа } j. \end{cases}$$

Описание ограничений:

(5) – суммарная загрузка ББС типа z состоящего из барж типа j перевозящих груз r не может превышать максимально допустимую грузоподъемность, лимитированую на схеме ℓ ;

(6) - суммарные число барж типа в составе всех ББС не должно превышать наличный состав флота по баржам соответствующего типа j ;

(7) - параметр, определяющий перевозку груза r баржами типа j входящими в состав ББС типа z работающего на схеме ℓ , обозначает двоичность переменных, т.е. принимает только значения 0 и 1;

(8) – условие целочисленности переменных;

(9) – не отрицательность переменных.

При наличие на схеме следования ограничений по количеству применяемых барж в возе ББС на линии в модель вводится следующее ограничение:

$$\sum_{j=1}^J x_{jz\ell} \leq N_{\max j}^{\ell} \quad (j=\overline{1, J}; z = \overline{1, Z}; \ell=\overline{1, L}), \quad (10)$$

где $N_{\max j}^{\ell}$ - максимальное количество барж типа j в возе ББС на линии ℓ .

Представленная модель (4) - (10) справедлива при распределении барж для работы на одной схеме и не зависит от рода перевозимого груза. При распределении наличного состава барж для работы в составе воза ББС типа z по нескольким схемам работы ℓ , в модель вводится ограничение (11).

$$\sum_{\ell=n_{\ell}+1}^L \sum_{j=1}^J x_{jz\ell} \leq N_j - \sum_{\ell=1}^{n_{\ell}} \sum_{j=1}^J n_j^{z\ell} \quad (11)$$

$$(j=\overline{1, J}; z = \overline{1, Z}; \ell=\overline{1, L}),$$

где n_{ℓ} - количество рассмотренных линий.

Возможность работы тяги типа i с возом из барж типа j в составе ББС типа z для работы на схеме ℓ определяется параметром управления ($Y_{iz\ell}$).

На значение параметра оказывает влияние соблюдение следующего условия:

$$\rho_i \geq \frac{q_{zr\ell}}{N_i^e} \quad (i=\overline{1, I}; z = \overline{1, Z}; r=\overline{1, R}; \ell=\overline{1, L}), \quad (12)$$

где ρ_i - удельная нагрузка тяги (ЕМ) типа i , т/кВт;

$q_{zr\ell}$ - загрузка ББС типа z грузом r для работы на схеме ℓ , т;

N_i^e - мощность энергетической установки тяги типа i , кВт.

Исходя из обоснованной зависимости количества барж типа j от мощности буксира типа i (формулы 1-2) следует следующая зависимость

$$Y_{jz\ell} = Y_{iz\ell} \quad (j=\overline{1, J}; i=\overline{1, I}; z = \overline{1, Z}; \ell=\overline{1, L}), \quad (13)$$

где $Y_{iz\ell}$ - параметр, определяющий работу буксира типа i , входящего в состав ББС типа z , работающего на схеме ℓ , принимает следующее значение:

$$Y_{iz\ell} = \begin{cases} 1, & \text{если буксир типа } i, \text{ входит в состав} \\ & \text{ББС типа } z \text{ для работы на схеме } \ell, \\ 0, & \text{в противном случае;} \end{cases}$$

иначе говоря:

$$Y_{iz\ell} = \begin{cases} 1, & \text{если } \rho_i \geq \frac{q_{zr\ell}}{N_i^e}; \\ 0, & \text{в противном случае.} \end{cases}$$

Исходя из практики эксплуатации загрузка ББС типа z грузом r для работы на схеме ℓ представляет собой максимально допустимую загрузку комплекта барж. При оперативном планировании ее целесообразно определить из выражения:

$$q_{zr\ell} = \min \left\{ Q_{zr\ell}^1; Q_{zr\ell}^2; Q_{zr\ell}^3; Q_{zr\ell}^4 \right\} \quad (14)$$

$$(z = \overline{1, Z}; r=\overline{1, R}; \ell=\overline{1, L}),$$

где $Q_{zr\ell}^1$ - максимально допустимая загрузка судна, определяемая осадкой судна, т;

$Q_{zr\ell}^2$ - максимально допустимая загрузка судна, исходя из удельного погрузочного объема груза, т;

$Q_{zr\ell}^3$ - максимально допустимая загрузка судна, установленная по условиям плавания, т;

$Q_{zr\ell}^4$ - максимально допустимая загрузка судна, определяемая мощностью энергетической установки тяги.

$$Q_{zr\ell}^1 = Dq_p^z \cdot \frac{Te_{z\ell} - T_o}{T_p - T_o} \quad (z = \overline{1, Z}; r=\overline{1, R}; \ell=\overline{1, L}), \quad (15)$$

где Dq_p^z - регистрационная грузоподъемность ББС типа z , т;

Te_e - эксплуатационная осадка ББС, ограниченная путевыми условиями, м;

$Te_{z\ell}$ - эксплуатационная осадка ББС типа z ограниченная путевыми условиями схемы ℓ , м;

T_o - осадка судна (ББС) в порожнем состоянии, м;

T_p - осадка судна (ББС) при полной загрузке, соответствующей регистрационной грузоподъемности, м.

Эксплуатационная осадка ББС, определяется путевыми условиями в зависимости от формы организации работы ББС k либо:
 - по максимально допустимой осадке ББС на схеме ℓ исходя из ограничений

$$T_e = T \max_{\ell} \quad (\ell=\overline{1,L}) , \quad (16)$$

где $T \max_{\ell}$ - максимально допустимая осадка ББС на схеме ℓ исходя из ограничений, м;
 - по максимально допустимой осадке ББС на участке δ исходя из ограничений

$$T_e = T \max_{\delta} \quad (\delta=\overline{1,\Theta}) , \quad (17)$$

где $T \max_{\delta}$ - максимально допустимая осадка ББС на участке δ исходя из ограничений, м.

Эксплуатационная или возможная по условиям плавания осадка судна, ограничена проходными глубинами (T_{e1}) и высотой пролетов под мостами (T_{e2}) и определяется из выражений:

$$T_e = \min \{T_{e1}; T_{e2}\}; \quad (18)$$

$$T_{e1} = h_r - h_d; \quad (19)$$

$$T_{e2} = H - H_0, \quad (20)$$

где h_r - гарантированная глубина судового хода, м;
 h_d - запас воды под днищем (по условиям плавания), м;
 H - высота пролетов под мостами, м;
 H_0 - высота надводного борта судна с рангоутом, м.

Допустимая загрузка судна, исходя из удельно-погрузочного объема груза определяется из выражения

$$Q_{zr\ell}^2 = \begin{cases} D_{z\ell} \cdot u_r < \omega_z , \\ \frac{W_z}{u_r} , u_r \geq \omega_z \end{cases} \quad (21)$$

где $D_{z\ell}$ - максимально допустимая грузоподъемность ББС, определяемая из условий плавания;
 u_r - удельно-погрузочный объем груза r , м³/т;
 ω_z - удельная грузовместимость ББС типа z , м³/т.

Максимально допустимая загрузка судна $Q_{zr\ell}^3$ устанавливается по классу внутренних водных путей установленным по ограничениям условий плавания:

$$Q_{zr\ell}^3 = D_{z\ell} \max_{\ell} \quad (z = \overline{1,Z}; r=\overline{1,R}; \ell=\overline{1,L}) , \quad (22)$$

Максимально допустимая загрузка ББС ($Q_{zr\ell}^4$), определяемая мощностью энергетической установки тяги исходя из выражения (1):

$$Q_{zr\ell}^4 = \rho_i \cdot N_i^e \quad (i=\overline{1,I}; z = \overline{1,Z}; r=\overline{1,R}; \ell=\overline{1,L}) , \quad (23)$$

где $D_{z\ell}^z$ - регистровая грузоподъемность ББС типа z , т;

ρ_i - удельная нагрузка тяги типа i , т/кВт;

N_i^e - мощность энергетической установки тяги типа i , кВт.

Таким образом, в итоге первого этапа из отобранных барж и буксиров, формируется группа ББС типа z , типоразмер которых позволяет им работать на определенной линии с известным грузопотоком и формой организации движения барж и буксиров.

Второй этап обоснования выбора типа ББС для работы на линии (в случаях как собственного, так и арендованного флота) также предлагается реализовать с помощью экономико-математической модели. При этом выполняется расстановка судов таким образом, при которой обеспечивается максимальная прибыль. Одновременно, выполняется задача обоснования выбора схем перевозки груза и закрепления ББС типа z (входящих в одну из групп судов и отобранных на предыдущем этапе) за схемой движения. При этом реализуются ограничения по наличному составу флота, его бюджету времени, освоению планового грузопотока при условии полной загрузки ББС.

Третий этап обоснования составных элементов барже буксирного судна заключается в определении потребного парка ББС для освоения запланированного грузопотока универсальным методом оборотов исходя из интервала отправления судов [7,8]:

$$n_z^{\ell} = \frac{t_p^{\ell z}}{t_u^{\ell z}} \quad (z = \overline{1,Z}; \ell=\overline{1,L}) , \quad (24)$$

где n_z^{ℓ} - количество комплектов барж, входящих в состав ББС типа z и необходимых для освоения суммарного грузопотока на схеме ℓ ;

$t_p^{\ell z}$ - время замкнутого (кругового) рейса ББС типа z для работы на схеме ℓ , сут;

$t_u^{\ell z}$ - интервал отправления ББС типа z для работы на схеме ℓ , сут.

После некоторых преобразований с учетом оборачиваемости количество комплектов барж (n_z^ℓ), определяется из выражения:

$$n_z^\ell = \frac{t_p^{\ell z} \cdot Q_{r\ell}}{q_{zrl} \cdot T^{r\ell}} \quad (z = \overline{1, Z}; \ell = \overline{1, L}), \quad (25)$$

где $T^{r\ell}$ - период освоения грузопотока (не более периода навигации за вычетом времени ввода и вывода судов в эксплуатацию), сут;

$Q_{r\ell}$ - размер осваиваемого грузопотока r , предъявляемый к перевозке по схеме ℓ согласно запродажного контракта.

При этом необходимое количество буксиров типа i , необходимое для обеспечения обслуживания ББС при работе на схеме ℓ (n_i^ℓ), связано с числом барж, занятых освоением грузопотока, следующим соотношением [9]:

$$n_i^\ell = n_z^\ell \cdot \frac{t_x^\ell}{t_x^\ell + t_c^\ell}, \quad (26)$$

где t_x^ℓ - ходовое время кругового рейса ББС типа z при работе на схеме ℓ , сут;

t_c^ℓ - стояночное время кругового рейса ББС типа z при работе на схеме ℓ , сут.

Выводы. К настоящему времени накоплен достаточный опыт применения различных методик и применяемых в них методов для обоснования составных элементов барже буксирного судна. Все они преследуют одну цель – эффективное распределение ресурсов, которое заключается в оптимизации целевой функции по различным критериям.

Представленная методика отличается последовательностью и содержанием этапов обоснования принятия решения при формировании потребного парка ББС определенного типоразмера:

Этап 1. Отбор барж и буксиров, составляющих типоразмер ББС для возможной работы на линии;

Этап 2. Отбор типоразмера ББС для работы на линии;

Этап 3. Определение необходимого количество типоразмеров ББС для работы на линии с учетом их оборота.

Таким образом, преимуществом представленной методики, является возможность нахождения одновременно оптимального сочетания типоразмеров составов, оптимальных схем их движения и необходимого наличного состава элементов ББС с учетом их оборота.

Л и т е р а т у р а

1. Савин В.И. Расчет графика движения флота на электронных вычислительных машинах / В.И. Савин – М.: Транспорт, 1968. - 216 с.
2. Методическое руководство по разработке графика движения флота с применением электронных вычислительных машин / Главное управление перевозок и эксплуатации флота МРФ.– М.: Транспорт, 1970 - 176 с.
3. Зачесов В. П. Лекции по ОРФ. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ngavt.narod.ru/>
4. Союзов А.А., Коврига Е.С. Некоторые проблемы оптимального планирования и управления в эксплуатации буксирно-баржевого флота. // Экономика и эксплуатация морского транспорта: Сб. науч. трудов: Транспорт, 1968, вып.4. – с. 24-35
5. Союзов А.А., Коврига Е.С. Внедрение разработок по оптимальному распределению буксирно-баржевого флота в советском дунайском пароходстве. // Экономика и эксплуатация морского транспорта: Сб. науч. трудов: Транспорт, 1971, вып.8. – с. 19-26
6. Союзов А.А. Ананьина В.З. Определение оптимального плана расстановки буксирно-баржевого флота по грузовым линиям. // «Экономика и эксплуатация морского транспорта: Сб. науч. трудов: Транспорт, 1965, вып.2. – с. 7-13
7. Казаков Н. Н. Организация работы речного флота: Учеб. пособие / Н. Н. Казаков; М-во образования Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель: БелГУТ, 2012. – 294 с
8. Союзов А.А. Организация и планирование работы морского флота: Учебн. пособие / А.А. Союзов. - М.: Морской транспорт, 1979. – 416 с.
9. Романовский Г.Ф., Шостак В.П., Иваницкий И.К. Супса Одесса: как будем возить нефть? // Судостроительство. 2000. №4. С.32.

R e f e r e n c e s

1. Savin V. I. Raschet grafika dvizheniya flota na elektronnix vychislitel'nykh mashinax / Savin V. I. – М.: Transport, 1968. – 216 s.
2. Metodicheskoe rukovodstvo po razrabotke grafika dvizheniya flota s primeneniem elektronnix vychislitel'nykh mashin / Glavnoe upravlenie perevozok i ekspluatatsii flota MRF. М.: Transport , 1976. – 176 s.
3. Zachesov V.P. Leksii po ORF. [Elektronniy resurs]. – Rezim dostupa: <http://www.ngavt.narod.ru/>
4. Soyuzov A.A. , Kovriga E. S. Nekotorie problemi optimal'nogo planirovaniya i upravleniya v ekspluatatsii buksirno-barzevogo flota. // Zb. nauch. trudov: Ekonomika i ekspluatatsia morskogo transporta. – Transport, 1968, вып.4. – s. 24-35
5. Soyuzov A.A. , Ananina V. Z. Opredelenie optimal'nogo plana rasstanovki buksirno-barzevogo flota po gruzovim liniyam. // Zb. nauch. trudov: Ekonomika i ekspluatatsia morskogo transporta. – Transport, 1971, вып.8. – s. 19-26
6. Soyuzov A.A. , Kovriga E. S. Vnedrenie razrabotok po optimal'nomu raspredeleniyu buksirno-barzevogo flota v sovetskom dunayskom paraxodstve. // Zb. nauch. trudov: Ekonomika i ekspluatatsia morskogo transporta. – Transport, 1965, вып.2. – s. 7-13
7. Kazakov N.N. Organizasiya raboti rechnogo flota: ucheb. posobie / N.N. Kazakov – М-vo obrazovaniya Resp. Belarys, gos. un-t. Gomet: BelGut, 2012. – 294 s.
8. Soyuzov A.A. Organizasiya I planirovaniye raboti morskogo flota: uchebn. Posobie / A.A. Soyuzov. – М.: Morskoy transport, 1979. – 416 s.

9. Romanovskiy G.F. , Shostak V. P. , Ivanizkiy I. K. Supsa Odessa: kak budem vozit neft? // Sudoxodstvo. 2000. №4. s. 32-33

Щербина О.В. Визначення типорозміру барже буксирного складу.

Завдання ефективної роботи ББС вирішується за рахунок можливості закріплення за буксиром різної кількості барж в залежності від умов плавання і техніко-експлуатаційних характеристик наявного складу флоту. В умовах оперування обмеженим числом барж і буксирів для здійснення перевезень по запланованим або прогнозованим напрямками судноплавна компанія прагне отримати максимальний прибуток за рахунок оптимізації відповідності комплектації ББС умовам майбутнього рейсу. Якісне співвідношення кількості і характеристик барж і буксира в складі, що обслуговує вантажопотік, визначає економічний ефект від роботи ББС.

Ключові слова: барже буксирний склад, кількість елементів ББС, типорозмір

Shcherbina O. Determination of size the tug barge composition.

The challenge of effective work the tug barge composition (TBC) solved due to the possibility of adopting a different number of tug barges, depending on sailing conditions and the technical and operational characteristics of the cash fleet. In terms of operating a limited number of barges and tugs for

carriage on scheduled or projected areas of the shipping company strives to maximize profit by optimizing the matching equipment TBC conditions upcoming flight. Qualitative characteristics and the ratio of the tug and barges in the convoy, serving cargo, determines the economic impact of the work the TBC.

Presented in the article methodology allows to determine the optimal size composition based on the conditions of the work vessels.

The assigned task is realized in the following order:

1. *Selection of TBC the type z for possible work;*
2. *Selection of size TBC, provides maximum profit;*
3. *Determination of the required number of standard sizes of the TBC for operation on the line taking into account their circulation.*

Keywords: *the tug barge composition (TBC), the number of elements of the TBC.*

Щербина О.В. – аспірантка кафедри «Морські перевезення» зі спеціальності 05.22.01. «Транспортні системи», здобувача наукового ступеня кандидата технічних наук. асистент кафедри «Морські перевезення» Одеського національного морського Університету.

Рецензент: д.т.н. проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 14.03.2017

УДК 629.4.027

АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ КОЛЕСНЫХ ПАР, НАПРАВЛЕННЫХ НА СНИЖЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ РЕЛЬСОВОГО ЭКИПАЖА

Михайлов Е.В., Семенов С.А.

ANALYSIS OF TECHNICAL SOLUTIONS THE WHEEL PAIRS DIRECTED DECREASE IN RESISTANCE TO MOVEMENT OF RAIL VEHICLE

Mikhaylov E., Semenov S.

В статье выполнен теоретический обзор технических решений колесных пар, позволяющих уменьшить сопротивление движению рельсового экипажа. Отмечено, что существующая традиционная конструкция колесной пары, несмотря на эксплуатацию, обладает рядом недостатков. Несоответствие кинематических и геометрических параметров поверхностей катания колес колесной пары и кинематических параметров ее движения вызывает кинематическое сопротивление движению. Радикальным способом снижения кинематического сопротивления движению рельсовых экипажей является уменьшение уровня циркуляции паразитной мощности за счет введения в кинематические цепи развязывающих точек, чего можно добиться благодаря применению новых технических решений колесных пар и отдельных колес. Проведенный обзор и анализ конструктивных особенностей технических решений устройств силовой торсионной связи и колес в колесных парах рельсовых экипажей позволил осуществить их условную классификацию с точки зрения возможностей снижения кинематического сопротивления движению.

Ключевые слова: анализ, колесная пара, сопротивление движению, рельсовый экипаж, техническое решение.

Постановка проблемы. Анализ составляющих сопротивления движению рельсовых экипажей показывает, что наиболее перспективным направлением его снижения является уменьшение тех компонент, которые генерируются в результате фрикционного взаимодействия колес и рельсов [1].

Влияние на интенсивность процессов этого фрикционного взаимодействия таких факторов, как материалы контактирующих поверхностей, профили колес и рельсов, смазка, применение устройств улучшающих динамику рельсовых экипажей и обеспечивающих радиальную установку тележек и колесных пар, подробно рассматривалось в значительном количестве исследований [2-7]. В рамках настоящей работы мы ограничимся рассмотрением недостаточно, на наш взгляд, изученного направле-

ния, посвященного влиянию на сопротивление движению рельсовых экипажей конструкций их колесных пар.

Анализ последних исследований и публикаций.

Колеса на рельсовом транспорте традиционно объединяются в колесную пару с жесткой посадкой их на общую ось для обеспечения самоцентрирования экипажа в колее при движении в прямых участках пути. Эта достаточно простая и проверенная почти двумя столетиями эксплуатация конструкция выполняет в рельсовом экипаже функции восприятия вертикальной нагрузки от надрессорного строения, направления экипажа в рельсовой колее, а также функции движителя и тормозного устройства. С позиций генерации сил сопротивления движению экипажа, такая традиционная конструкция колесной пары имеет ряд существенных недостатков, достаточно полно раскрытых в работах ряда ведущих специалистов [1, 3, 8 - 10]. Так, в трудах В.П. Ткаченко [1, 11 и др.] указывается, что несоответствие кинематических и геометрических параметров поверхностей катания колес колесной пары и кинематических параметров ее движения вызывает кинематическое сопротивление движению, величина которого определяется уровнем паразитных проскальзываний в замкнутых силовых контактных контурах [11]. При взаимодействии колеса с рельсом, особенно при их двухточечном контактировании (при наличии основного и гребневого контакта), возникает т.н. дифференциальное кинематическое сопротивление движению вследствие циркуляции паразитной мощности в замкнутом контуре «гребень колеса-боковая грань головки рельса-поверхность катания рельса-поверхность катания колеса». Циркуляционное кинематическое сопротивление движению является результатом «группового многоконтактного взаимодействия системы колес и колесных пар с рельсовым путем в процессе направляемого движения в рельсовой колее за счет циркуляции па-

разитной мощности в пределах одной колесной пары или группы колесных пар, объединенных одной рамой» [11].

Радикальным способом снижения кинематического сопротивления движению рельсовых экипажей является уменьшение уровня циркуляции паразитной мощности за счет введения в кинематические цепи развязывающих точек, чего можно добиться благодаря применению новых технических решений колесных пар и отдельных колес. В этом направлении ведутся работы учеными ведущих технически развитых стран мира. Возникновение циркуляции паразитной мощности в пределах одной колесной пары определяются наличием жесткой силовой торсионной связи пары колес в ней (под торсионной далее понимаем связь колес в направлении координаты вращения их вокруг своей оси), так как характеристики этой связи определяют величину продольных проскальзываний, возникающих в точках контакта поверхностей катания колес с рельсами, и соответствующий уровень циркуляционного кинематического сопротивления движению.

Снижение дифференциального кинематического сопротивления движению возможно при уменьшении циркуляции паразитной мощности в замкнутом контуре «гребень колеса-боковая грань головки рельса-поверхность катания рельса-поверхность катания колеса». Радикальное уменьшение этой циркуляции может быть достигнуто только при изменении конструктивной схемы отдельного колеса, допускающей независимое вращение его поверхности катания и гребня.

Зная структуру и механизмы возникновения составляющих кинематического сопротивления движению рельсовых экипажей, можно утверждать, что его снижение может быть осуществлено воздействием как отдельно на каждую из его составляющих, так и одновременным воздействием на обе составляющие.

Целью работы является изучение технических решений колесных пар, позволяющих уменьшить сопротивление движению рельсового экипажа.

Результаты исследований. Для выявления потенциальных преимуществ с точки зрения влияния различных конструктивных схем колесных пар и отдельных колес на сопротивление движению рельсовых экипажей по патентным базам и научным публикациям Украины и зарубежных стран проведен анализ известных технических решений в этой области техники. Выявлено достаточно широкое многообразие конструкций, причем среди них есть как образцы, уже апробированные в эксплуатации, так и те, которые нашли отражение лишь в описаниях и патентах.

Анализ показал, что внимание большинства исследователей в этой области сосредоточено преимущественно на создании конструкций, позволяющих изменять характеристики силовой торсионной связи пары колес в колесной паре. И лишь достаточно небольшое число исследований направле-

но на совершенствование конструктивных схем отдельных колес. По особенностям характеристик указанной связи конструктивные схемы колесных пар можно условно разделить на четыре группы (рис.1).

К группе 1 отнесем колесные пары традиционной конструктивной схемы (ТКС) с жесткой насадкой колес на общую ось. Им присущи все отмеченные выше недостатки с точки зрения сопротивления движению. Кинематическое сопротивление их движению принимаем за 100%.

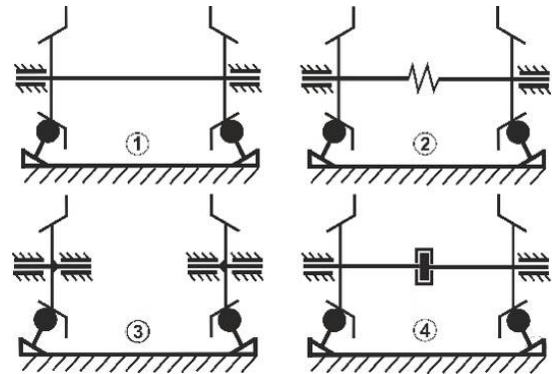


Рис. 1. Классификация конструктивных схем колесных пар
1 – традиционные; 2 – торсионно-упругие;
3 – с независимо вращающимися колесами;
4 – с регулируемым скольжением

Ко второй группе можно отнести т.н. «торсионно-упругие» колесные пары (колесные пары с пониженной жесткостью силовой торсионной связи колес). Колеса в этих конструкциях не имеют возможности полностью независимого вращения, а могут лишь поворачиваться на относительно небольшие углы друг относительно друга. Пример характерной схемы подобной конструкции приведен на рис.2. В ней колеса 1 установлены на оси 2 при помощи подшипников 3.

Торсионная связь колес между собой осуществляется посредством полых полуосей 4 и упругого элемента 5.

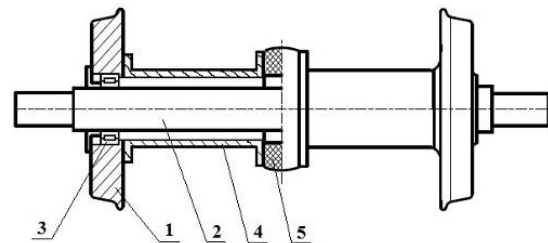


Рис. 2. Схема торсионно-упругой колесной пары [13]

За счет уменьшения жесткости торсионной связи колес в таких колесных парах можно обеспечить снижение частоты влияния при движении в прямых участках пути, но невозможно компенсировать разность расстояний, проходимых левым и правым колесом при движении в кривых [1, 8]. Кроме того, в ряде случаев возможно возникновение фрикцион-

ных автоколебаний, что негативно скажется на сопротивлении движению.

Согласно данным [1], использование колесных пар указанной группы позволяет снизить циркуляционную составляющую кинематического сопротивления движению рельсовых экипажей на 5...8%.

К третьей группе отнесены конструкции колесных пар с независимо вращающимися колесами [12, 14 - 17 и др.]. Торсионная связь колес в таких конструкциях полностью отсутствует. К достоинствам таких конструкций можно отнести повышение устойчивости движения в прямых за счет устранения интенсивного виляния, которое вызывается значительными продольными составляющими сил кривого, имеющими место при жесткой силовой торсионной связи колес. Недостатком конструктивных решений данной группы является повышенный износ гребней, возникающий из-за отсутствия самоцентрирования колесных пар колее и, вследствие этого, продолжительного контактирования гребней независимо вращающихся колес с рельсами.

Известные примеры реального использования колесных пар с независимо вращающимися колесами в ходовых частях рельсовых экипажей достаточно немногочисленны: поддерживающая тележка дизель-поезда ДР-1 (СССР), вагонная тележка НТ-310М Великолуцкого ТРЗ (РФ), ходовые части дизель-поезда DLL (Швеция), пассажирских вагонов KSK (Япония) и F75 фирмы Fiat (Италия), тележка электропоезда MD 52-350 (Германия), дизель-поездов Talgo (Испания).

Одна из воплощенных в «металл» разработок колес независимого вращения в странах СНГ проведена специалистами ВНИТИ и ОАО ХК «Коломенский завод» [6] (рис.3-а) при создании перспективной двухосной тележки для тягового подвижного состава. Колеса 1, вращающиеся на конических подшипниках качения 4, смонтированы на невращающейся оси 2. Для предотвращения аварийных ситуаций каждое из колес имеет дублирующие подшипники скольжения 3, размещенные в ступицах колес между двумя комплектами конических подшипников качения. Для стабилизации движения колесной пары с кинематически не связанными независимо вращающимися на оси колесами и избежания продолжительного контакта их гребней с боковыми гранями головок рельсов в прямых участках пути использовано оригинальное решение - возбуждение принудительных колебаний оси в горизонтальной плоскости посредством специального исполнительного механизма системы автоматического управления движением тележки в колее [6, 18]. Данное решение является приемлемым для использования как на тяговом так и на прицепном подвижном составе, однако отличается сложностью и дороговизной реализации.

Украинскими учеными также проводились разработки колесных пар, относимых к данной группе. Примером является предложенное специалистами ДИИТа техническое решение [14], особен-

ностью которого, помимо независимости вращения колес, является возможность движения колесной пары по рельсовой колее различной ширины (рис.3 - б).

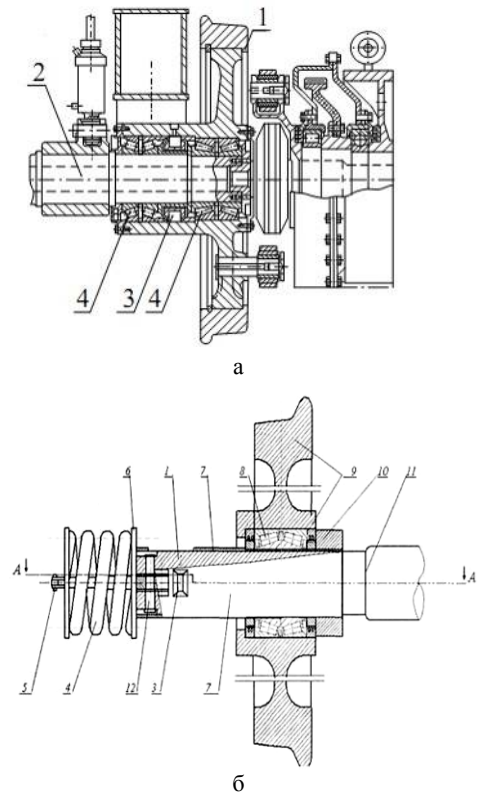


Рис. 3. Конструктивные решения колесных пар группы 3: а – конструкция ВНИТИ и ОАО ХК «Коломенский завод», б – Колесная пара «ДНУЗТ» [14]

В процессе эксплуатации одного из поездов Talgo на маршруте Алматы – Астана с сентября 2003 по март 2004 г. установлен факт интенсивного износа гребней, обусловленного особым характером вписывания передней одноосной тележки в кривой с реализацией повышенных направляющих усилий и, соответственно, повышение сопротивления.

Ряд относящихся к данной группе технических решений предполагает отсутствие общей оси. В условную колесную пару входят два отдельных колесных блока с дополнительными буксовыми узлами [19 - 23 и др.]. Наиболее известной и успешной из таких конструкций является испанская система «Talго» (рис.4), активная эксплуатация которой уже в течение пятидесяти лет осуществляется на испанских железных дорогах [7], а также на дорогах ряда других стран.

При анализе характеристик износа гребней колес обнаружено, что гребни колес торцевых и межвагонных тележек имели износ, интенсивность которого составляла в среднем 2,01 и 0,95 мм соответственно на 20000 км пробега.

Тележка для пассажирских вагонов, предложенная специалистами фирмы Fiat [19], также не содержит осей колесных пар как таковых (рис.5).

Колеса 1 установлены в раме тележки 2 при помощи буксовых узлов 3 (по два на каждое колесо) и не имеют торсионной силовой связи друг с другом.



Рис. 4. Колесная пара системы «Talго»

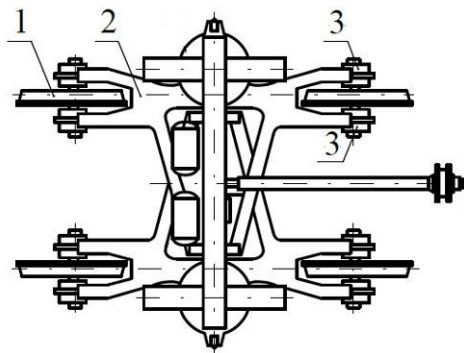


Рис. 5. Тележка для пассажирских вагонов фирмы Fiat

Снижение кинематического сопротивления при использовании колесных пар этой группы может достигать по разным оценкам 15...25%, хотя известные экспериментальные и расчетные данные достаточно противоречивы. Так, например, результаты теоретических исследований [1] показали недостаточно высокую эффективность таких конструкций в плане снижения сопротивления движению при движении в кривых радиусом более 900 м. Расчетное кинематическое сопротивление движению всех рассматриваемых экипажей в этих случаях оказалось на 10-15% выше, чем при использовании традиционных колесных пар. Правда, в кривых малого радиуса (менее 500 м) оно было на 20...50% ниже.

Как за рубежом так и в странах СНГ были предложены различные способы обеспечения самоцентрирования в колее колесных пар со свободно вращающимися колесами, относящихся к третьей группе принятой условной классификации технических решений. Устранение этого существенного недостатка конструкций колесных пар этой группы возможно при использовании устройств, позволяющих осуществлять регулируемое относительное вращение колес при задании постоянной или управляемой силовой характеристики торсионной связи колес в колесной паре.

Такие конструкции отнесены к четвертой группе условной классификации. Эта группа конструкций отличается наличием фрикционной или упруго-фрикционной силовой торсионной связи между колесами, позволяющей реализовывать докритический уровень относительного скольжения в контакте

каждого колеса с рельсом, что также дает возможность исключить взаимное влияние неодинаковых условий контактирования колес, обеспечить минимизацию износа контактных поверхностей колес и рельсов при движении в кривых участках пути и снизить сопротивление движению.

Схема одного из технических решений данной группы с фиксированным значением максимального крутящего момента, который способна передавать силовая торсионная связь колес, представлена на рис.6. Колесная пара содержит жестко установленную на оси 1 двустороннюю пятю 2 и двусторонний подпятник 3 в виде упорного подшипника скольжения или качения, установленного в корпусе 4. Корпус 4 соединен с колесом и закрыт крышкой 5 с уплотнением [24]. Колесо установлено на оси 1 при помощи подшипника 6, воспринимающего радиальную нагрузку со стороны надрессорного строения экипажа. Пята 2 через корпус 4 воспринимает осевую нагрузку со стороны рельсов. Добиться достаточного «самоцентрирования» при движении данной конструкции колесной пары в прямых участках пути можно добиться путем подбора соответствующего материала трущихся деталей, что обеспечит необходимый момент сопротивлению поворота одного колеса относительно другого.

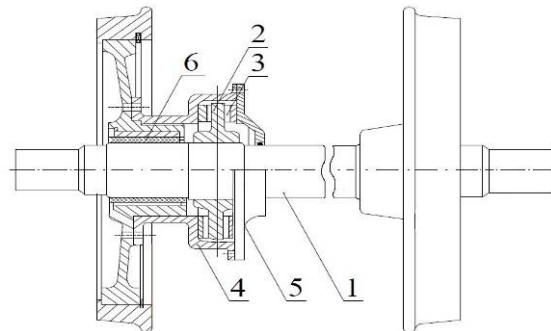


Рис. 6. Конструктивная схема колесной пары с постоянной силовой торсионной характеристикой связи колес

Подобным техническим решением данной группы является разработка США [25]. Ось колесной пары состоит из двух частей (рис.7 - а). Окончанием левой части оси 2 является полый элемент 3. На правую часть оси 9 надеваются две износостойкие втулки 4 и 6, между которыми в канавку 8 укладываются полукольцевые сухари 5, обеспечивающие целостность конструкции. Сухари 5 упираются в износостойкую втулку 6, которая, в свою очередь, упирается в крышку 7, прикрепленную к полному элементу 3 левой части оси 2 при помощи болтов 10. Благодаря такой конструкции колесной пары независимость вращения будет обеспечиваться за счет износостойких втулок 4 и 6. Максимальный крутящий момент, передаваемый силовой торсионной связью между колесами, будет определяться фрикционными характеристиками узла сопряжения полуосей колесной пары.

Чупраковым Е.В предложена конструкция колесной пары «дифференциального исполнения» [10, 25 - 27 и др.] с упруго-фрикционной силовой торсионной связью между колесами, которая позволяет реализовать докритический уровень относительного скольжения в контакте каждого колеса с рельсом (рис.7 - б).

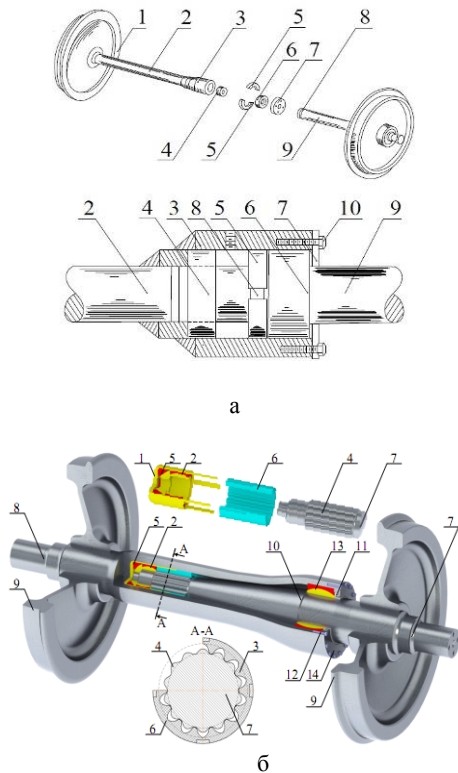


Рис. 7. Конструктивные схемы колесных пар с постоянной силовой торсионной характеристикой:
а – колесная пара (США) [25],
б – колесная пара дифференциального исполнения (Чупраков Е.В.)

Предложенная колесная пара состоит из оси дифференциального исполнения на подступичных шейках, которой напрессованы колеса 9. Ось дифференциального исполнения состоит из двух вложенных друг в друга полуосей с полостью 8 и сплошного сечения 7. Полуоси имеют возможность проворачиваться относительно друг друга по осевой линии за счет подшипников 2, 5, 13. Полуось 7 выполняют цельной вместе с упорным буртом 10, выступами 4 и двумя шейками для посадки радиального 2 и упорного 5 подшипников скольжения, которые закрываются стаканом 1. Соединение полуосей осуществляется крышкой 14 при помощи болтов 12. Осевая целостность колесной пары обеспечивается упорным буртом 10, выступом на крышке 14 и подшипником скольжения 13, способным воспринимать осевые нагрузки.

При движении рельсового экипажа с колесными парами подобной конструкции на прямых участках пути в точках контакта колес с рельсами возникают относительно небольшие проскальзывания и

соответствующие им силы трения, которые не равны друг другу и обычно направлены в противоположные стороны. Крутящий момент от этих сил также оказывается относительно небольшим и не превышает предельного момента, который способна передавать торсионная силовая связь. В этой ситуации колесная пара работает как торсионно-упругая. В кривых участках пути возникающие в точках контакта колес с рельсами продольные проскальзывания и соответствующие им силы крипа силы становятся значительно больше и, следовательно, увеличивается момент, передаваемый торсионной силовой связью. Когда величина этого момента превысит значение максимального крутящего момента, который может передать торсионная силовая связь, становится возможным независимый поворот колес в колесной паре друг относительно друга. Снижение кинематического сопротивления движению в случае применения в ходовой части колесных пар группы 4 может достигнуть 30% [2].

Одним из наиболее теоретически и экспериментально исследованных образцов колесных пар с управляемой силовой торсионной характеристикой является «колесная пара с регулируемым скольжением», разработанная специалистами немецкой фирмы MBV [28]. Конструктивная схема этой колесной пары показана на рис.8.

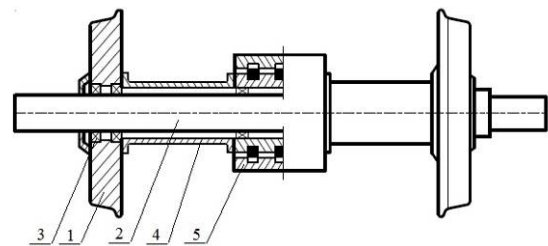


Рис. 8. Колесная пара с регулируемым скольжением

Колеса 1 установлены на невращающейся оси 2 при помощи подшипников 3. Торсионная силовая связь между колесами осуществляется при помощи полых валов 4 через регулируемую магнитно-порошковую муфту 5. Такая конструкция может работать как при постоянно заданном предельном моменте торсионной силовой связи, так и при регулируемом моменте с управлением, например, по уровню относительного проскальзывания колес.

В целом, несмотря на заметные преимущества с позиций снижения сопротивления движению, существенным недостатком технических решений колесных пар группы 4 является значительное усложнение конструкции. Этот фактор при современном уровне культуры технического обслуживания пока не позволяет широко применять подобные конструкции в практике эксплуатации рельсовых экипажей.

Выводы. Проведенный обзор и анализ конструктивных особенностей технических решений устройств силовой торсионной связи и колес в ко-

лесных парах рельсовых экипажей позволил осуществить их классификацию с точки зрения возможностей снижения кинематического сопротивления движению. Наиболее перспективными в этом плане являются конструкции 3 и 4 групп, к которым отнесены колесные пары, конструктивные схемы которых допускают независимое вращение колес друг относительно друга. Анализ достоинств и недостатков технических решений этих групп по сравнению с базовыми (1 группа) показывает возможности снижения кинематического сопротивления движению, особенно в кривых участках пути, до 50%.

Л и т е р а т у р а

- Ткаченко В.П. Кинематическое сопротивление движению рельсовых экипажей.- Луганск: Изд-во ВУГУ, 1996.- 200 с.
- Чупраков Е.В. Снижение износа колес и рельсов за счёт дифференциального вращения колесных пар нетягового подвижного состава при движении в кривых участках пути - Дисс. канд. техн. наук.- Иркутск, 2016. - 225 с.
- Винник Л.В. Проблемы механики рельсового транспорта с новыми конструкциями колесных пар [Текст] / Л.В. Винник. – М.: Академкнига, 2005. – 719 с.
- Анализ устойчивости железнодорожных экипажей с радиально упругими колесными парами// Материалы 17 IAVSD симпозиума, 2001. – С. 299-232.
- Claus H., Schiehlen W. Stability analysis of railways with radialelastic wheelsets Proceedings of 17,h IAVSD Symposium. – 2001. - S. 299-232.
- Цыганков П.Ю. Совершенствование конструкции тележек скоростных локомотивов с целью улучшения их динамики: Дис. канд. тех. наук.- М., 2002.-197 с.
- Бржезовский А.М. Динамика и воздействие на путь пассажирских вагонов компании Patentes Talgo S.A. с пассивным наклоном кузова в кривых [Текст] / А.М. Бржезовский, А.Г. Парчевский, М.С. Тихов // Вестник ВНИИЖТ. – 2007. – № 2. – С. 10–18.
- Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом.— Луганск: ВУГУ, 1999.- 476 с.
- Горбунов М.І. Прогнозування тягових і динамічних якостей локомотивів методом імітаційного моделювання/ М.І. Горбунов, О.Л. Голубенко, О.І. Костюкович, О.Л. Кашура О.Л.// Монографія. - Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Далія, 2002. - 104 с.
- Мельниченко О. В. Разработка колесной пары вагона с дифференциальным вписыванием в кривую [Текст] / О. В. Мельниченко, Ю. В. Газизов, Е. В. Чупраков, В. В. Трофимович // Вестник Института тяги и подвижного состава «Подвижной состав XXI века»: материалы междунар. науч.-практ. конф. ученых транспортных вузов, инженерных работников и представителей академической науки, 13–14 ноября 2008 г. / Под ред. Ю. А. Давыдова и А. Е. Стецюка. – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2008. – Вып.5. – 186 С. 30–31.
- Ткаченко В.П. Тяговые качества локомотива с подрезиненными колесными парами: Дис. канд. техн. наук. – Ворошиловград, 1983. – 216 с.
- Патент на корисну модель №52664, кл. В60В 37/00 Колісна пара / Міроненко А.І., Козирев С.М.; заявник і власник ДП «Державний інститут по проектуванню підприємств гірничорудної промисловості «Кривбас-проект». – u201000127; заявл. 11.01.2010; опубл. 10.09.2010, Бюл. № 17. – 3 с.
- Ahmed, A.K.W. Lateral stability and steady-state curving behaviour of railway freight car system with elastodamper coupled wheelset [Text] : dissertation /Ahmed Abul Karam Waizuddin. – USA Canada, 1986. – 358 с.
- Патент на корисну модель №87384, кл. В61F 7/00, В60В 37/00 Розсувна колісна пара «ДНУЗТ» / Савчук О.М., Пшінько О.М., Мямлін С.В.; заявник і власник ДНУЗТ ім. ак. В.Лазаряна. – u201308302; заявл. 01.07.2013; опубл. 10.02.2014, Бюл. № 3. – 5 с.
- Патент на корисну модель №39211, кл. В60В 35/10 Колісна пара для безлічі колій різної ширини / Гайдаров Нікола Мартинов; заявник і власник Железнодорожні завод - Софія. – u96041348; заявл. 06.09.1993; опубл. 15.06.2001, Бюл. № 5. – 4 с.
- Differential axle for rail road car [Text]: пат. 4575145 США: МПК В 60 В 37/10 / NormanE. Wolfram, FrederickT. Skalski, WilliamE. Heronemus; заявитель и патентообладатель NormanE. Wolfram, FrederickT. Skalski, WilliamE. Heronemus. – № 681285; заявл. 13.12.84; опубл. 11.03.86.
- Uni-directional lockout for rail road car wheelset differential [Text]: пат. 6623057 США : МПК В 60 В 37/10 / Thomas W. Blasingame, Robert E. Hord; заявитель и патентообладатель Thomas W. Blasingame, Robert E. Hord. – № 09/582897; заявл. 09.02.99; опубл. 23.09.03.
- Беляев, А.И. Как устранить преждевременный износ бандажей подвижного состава [Текст] / А.И. Беляев, Ю.В. Емельянов, В.Л. Шишакин // Железнодорожный транспорт. – 1997. – № 7. – С. 38–41.
- Панагин, Р. Тележка для пассажирских вагонов фирмы Fiat [Текст] / Р. Панагин // Железные дороги мира. – 1990. – № 7. – С. 10–11.
- Четырехбуксовая колесная пара с осевой стабилизацией для железнодорожного подвижного состава [Текст]: пат. 2379189 РФ: МПК В 41 F 19/02 / Пашков Н.Н., Тюньков В.В., Швыдкий В.В.; заявитель и патентообладатель Иркутский гос. ун-т путей сообщения. – № 2008103609/11; заявл. 29.01.08 ; опубл. 10.08.09.
- Radsatz fur Schienenfahrzeuge [Text]: пат. 3039370 Германия: МПК В6037/00 / Frederich Fritz ; заявитель и патентообладатель Frederich Fritz.; заявл. 18.10.80, опубл. 19.05.82.
- Stub axle truck [Text] : пат. 4883000 США : МПК В61F3/16 / Thomas H. Engle; заявитель и патентообладатель Thomas H. Engle. – № 116775; заявл. 05.11.87; опубл. 28.11.89.
- Международные тенденции в вагоностроении [Текст] // Железные дороги мира. – 1996. – № 5. – С. 23–26.
- Колесная пара тележки железнодорожного вагона [Текст] : пат. 66279 Рос. Федерация: МПК В 60 В 37/00 / Панов А.Ю., Панов Р.А.; заявитель и патентообладатель Нижегородский гос. техн. ун-т. – № 2007106553/22; заявл. 20.02.07; опубл. 10.09.07.
- Railway axle assembly [Text]: пат. 4529241 США: МПК В60В 35/14; В60В 37/02; В60В 37/04 / Edward Junbert. – № 505285; заявл. 17.06.83 ; опубл. 16.07.85.
- Колесная пара вагона с независимым вращением колес [Текст]: пат. 95598 Рос. Федерация: МПК В60В37/00 / Мельниченко О.В., Чупраков Е.В., Газизов Ю.В., Горбатов С.А., Ерофеев В.А. ; заявитель и

- патентообладатель ГОУ ВПО «Иркутский государственный университет путей сообщения» (ИрГУПС). – № 2009130190/22; заявл. 05.08.09; опубл. 10.07.10.
27. Колесная пара вагона с фрикционно-упругой связью между колесами [Текст]: Пат. 2 512 829 на изобретение Российская Федерация МПК B60B 37/00. / Е. В. Чупраков, О. В. Мельниченко (РФ). – № 2012114980/11; Заявлено 16.04.2012; Опубл. 10.04.2014; Бюл. № 10.
 28. Wheel set for rail vehicles [Text] : пат. 4637646 США : МПК B60B 37/00 /Hermann Ortwein, Ottmar Krettek, Johannes Nicolin ; заявитель и патентообладатель Hermann Ortwein, Ottmar Krettek, Johannes Nicolin. – № 4637646 ; заявл. 16.11.84 ; опубл. 20.01.87.
- ### References
1. Tkachenko V.P. Kinematischeskoe soprotivlenie dvizheniju rel'sovyh jekipazhej.- Lugansk: Izd-vo VUGU, 1996.- 200 s.
 2. Chuprakov E.V. Snizhenie iznosa koles i rel'sov za schjot differencial'nogo vrashhenija kolesnyh par netjagovogo podvizhnogo sostava pri dvizhenii v krivyh uchastkah puti - Diss. kand. tehn. nauk.- Irkutsk, 2016. - 225 s.
 3. Vinnik L.V. Problemy mehaniki rel'sovogo transporta s novymi konstrukcijami kolesnyh par [Tekst] / L.V. Vinnik. – М.: Akademična, 2005. – 719 s..
 4. Analiz ustojchivosti zheleznodorozhnyh jekipazhej s radial'no uprugimi kolesnymi parami// Materialy 17 IAVSD simpoziuma, 2001. – S. 299-232.
 5. Claus H., Schiehlen W. Stability analysis of railways with radialelastic wheelsets Proceedings of 17,h IAVSD Symposium. – 2001. - S. 299-232.
 6. Cygankov, P.Ju. Sovershenstvovanie konstrukcii telezhok skorostnyh lokomotivov s cel'ju uluchshenija ih dinamiki: Dis. kand. teh. nauk.- М., 2002.-197 s.
 7. Brzhezovskij A.M. Dinamika i vozdejstvie na put' passazhirskih vagonov kompanii Patentes Talgo S.A. s passivnym naklonom kuzova v krivyh [Tekst] / A.M. Brzhezovskij, A.G. Parchevskij, M.S. Tihov // Vestnik VNIIZhT. – 2007. – № 2. – S. 10–18.
 8. Golubenko A.L. Sceplenie kolesa s rel'som.—Lugansk: VUGU, 1999.- 476 s.
 9. Gorbunov M.I. Prognozuvannja tjagovih i dinamichnih jakostej lokomotiviv metodom imitacijnogo modeljuvannja/ M.I. Gorbunov, O.L. Golubenko, O.I. Kostjukevich, O.L. Kashura O.L.// Monografija. - Lugansk: vid-vo SNU im. V.Dalja, 2002. - 104 s.
 10. Mel'nichenko, O.V. Razrabotka kolesnoj pary vagona s differencial'nym vpyisyvaniem v krivuju [Tekst] / O. V. Mel'nichenko, Ju. V. Gazizov, E. V. Chuprakov, V. V. Trofimovich // Vestnik Instituta tjagi i podvizhnogo sostava «Podvizhnoj sostav XXI veka» : materialy mezhdunar. nauch.-prakt. konf. uchenyh transportnyh vuzov, inzhenernyh rabotnikov i predstavitelej akademicheskoj nauki, 13–14 nojabrja 2008 g. / Pod red. Ju. A. Davydova i A. E. Stecjuka. – Habarovsk : Izd-vo DVGUPS, 2008. – Vyp.5. – 186 S. 30–31.
 11. Tkachenko V.P. Tjagovyje kachestva lokomotiva s podrezinennymi kolesnymi parami: Dis. kand. tehn. na-uk. – Voroshilovgrad, 1983. – 216 s.
 12. Patent na korisnu model' №52664, kl. B60V 37/00 Kolisna para / Mironenko A.I., Kozirev S.M.; zajav-nik i vlasnik DP «Derzhavnij institut po proektuvannju pidpriemstv girnichorudnoї promislovosti «Krivbas-proekt». – u201000127; zajavl. 11.01.2010; opubl. 10.09.2010, Bjul. № 17. – 3 s.
 13. Ahmed A.K.W. Lateral stability and steady-state curving behaviour of railway freight car system with elastodamper coupled wheelset [Text] : dissertation /Ahmed Abul Karam Waizuddin. – USA Canada, 1986. – 358 c.
 14. Patent na korisnu model' №87384, kl. B61F 7/00, B60V 37/00 Rozsuvna kolisna para «DNUZT» / Savchuk O.M., Pshin'ko O.M., Mjamlin S.V.; zajavnik i vlasnik DNUZT im. ak. V.Lazarjana. – u201308302; zajavl. 01.07.2013; publ. 10.02.2014, Bjul. № 3. – 5 s.
 15. Patent na korisnu model' №39211, kl. B60V 35/10 Kolisna para dlja bezlichki kolij riznoi shirini / Gajdarov Nikola Martinov; zajavnik i vlasnik Zheleznodorozhni zavod - Sofija. – u96041348; zajavl. 06.09.1993; publ. 15.06.2001, Bjul. № 5. – 4 s..
 16. Differential axle for rail road car [Text]: pat. 4575145 USA: MPK B 60 B 37/10 / Norman E. Wolfram, FrederickT. Skalski, WilliamE. Heronemus; zajavitel' i patentoobladatel' NormanE. Wolfram, FrederickT. Skalski, William E. Heronemus. – № 681285; zajavl. 13.12.84; publ. 11.03.86.
 17. Uni-directional lockout for rail road car wheelset differential [Text]: pat. 6623057 SShA : MPK B 60 B 37/10 / Thomas W. Blasingame, Robert E. Hord; zajavitel' i patentoobladatel' Thomas W. Blasingame, Robert E. Hord. – № 09/582897; zajavl. 09.02.99; opubl. 23.09.03.
 18. Beljaev, A.I. Kak ustranit' prezhdevremennyj iznos bandazhej podvizhnogo sostava [Tekst] / A.I. Beljaev, Ju.V. Emel'janov, V.L. Shishakin // Zheleznodorozhnyj transport. – 1997. – № 7. – S. 38–41.
 19. Panagin, R. Telezhka dlja passazhirskih vagonov firmy Fiat [Tekst] / R. Panagin // Zheleznye dorogi mira. – 1990. – № 7. – S. 10–11.
 20. Chetyrehbuksovaja kolesnaja para s osevoj stabilizaciej dlja zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava [Tekst]: pat. 2379189 RF: MPK V 41 F 19/02 / Pashkov N.N., Tjun'kov V.V., Shvydkij V.V.; zajavitel' i patentoobladatel' Irkutskij gos. un-t putej soobshhenija. – № 2008103609/11; zajavl. 29.01.08 ; opubl. 10.08.09.
 21. Radsatz fur Schienenfahrzeuge [Teht]: pat. 3039370 Germanija: MPK B6037/00 / Frederich Fritz ; zajavitel' i patentoobladatel' Frederich Fritz.; zajavl. 18.10.80, publ. 19.05.82.
 22. Stub axle truck [Teht] : pat. 4883000 USA : MPK B61F3/16 / Thomas H. Engle; zajavitel' i patentoobladatel' Thomas H. Engle. – № 116775; zajavl. 05.11.87; publ. 28.11.89
 23. Mezhdunarodnye tendencii v vagonostroenii [Tekst] // Zheleznye dorogi mira. – 1996. – № 5. – S. 23–26.
 24. Kolesnaja para telezhki zheleznodorozhnogo vagona [Tekst] : pat. 66279 Ros. Federacija: MPK V 60 V 37/00 / Panov A.Ju., Panov R.A.; zajavitel' i patentoobladatel' Nizhegorodskij gos. tehn. un-t. – № 2007106553/22; zajavl. 20.02.07; opubl. 10.09.07.
 25. Railway axle assembly [Teht]: pat. 4529241 USA: MPK B60B 35/14; B60B 37/02; B60B 37/04 / Edward Junbert. – № 505285; zajavl. 17.06.83 ; publ. 16.07.85.
 26. Kolesnaja para vagona s nezavisimym vrashheniem koles [Tekst]: pat. 95598 Ros. Federacija: MPK B60B37/00 / Mel'nichenko O.V., Chuprakov E.V., Gazizov Ju.V., Gorbatok S.A., Erofeev V.A. ; zajavitel' i patentoobladatel' GOU VPO «Irkutskij gosudarstvennyj universitet putej soobshhenija» (IrGUPS). – № 2009130190/22; zajavl. 05.08.09 ; opubl. 10.07.10.

27. Kolesnaja para vagona s frikcionno-uprugoj svja-z'ju mezhdju kolesami [Tekst]: Pat. 2 512 829 na izobretenie Rossijskaja Federacija MPK V60V 37/00. / E. V. Chuprakov, O. V. Mel'nichenko (RF). – № 2012114980/11; Zajav-leno 16.04.2012; Opubl. 10.04.2014; Bjul. № 10.
28. Wheel set for rail vehicles [Text] : pat. 4637646 SshA MPK B60B 37/00 /Hermann Ortwein, Ottmar Krettek, Johannes Nicolin ; zajavitel' i patentoobladatel' Hermann Ortwein, Ottmar Krettek, Johannes Nicolin. –№ 4637646 ; zajavl. 16.11.84 ; opubl. 20.01.87.

Михайлов Є.В., Семенов С.О. Аналіз технічних рішень колісних пар, що спрямовані на зниження опору руху рейкового екіпажу.

У статті здійснено теоретичний огляд технічних рішень колісних пар, що дозволяють зменшити опір руху рейкового екіпажу. Відзначено, що існуюча традиційна конструкція колісної пари, незважаючи на експлуатацію, має ряд недоліків. Невідповідність кінематичних і геометричних параметрів поверхонь катання коліс колісної пари і кінематичних параметрів її руху викликає кінематичний опір руху. Радикальним способом зниження кінематичного опору руху рейкових екіпажів є зменшення рівня циркуляції паразитної потужності за рахунок введення в кінематичні ланцюги розв'язуючих точок, чого можна досягти завдяки застосуванню нових технічних рішень колісних пар і окремих коліс. Проведений огляд і аналіз конструктивних особливостей технічних рішень пристроїв силового торсійного зв'язку і коліс в колісних парах рейкових екіпажів дозволив виконати їх умовну класифікацію з точки зору можливостей зниження кінематичного опору руху.

Ключові слова: аналіз, колісна пара, опір руху, рейковий екіпаж, технічне рішення.

Mikhaylov E., Semenov S. Analysis of technical solutions the wheel pairs directed decrease in resistance to movement of rail vehicle.

This article contain a theoretical overview of the technical solutions of wheel pairs, reducing the resistance to movement of rail vehicles. Noted that the existing traditional scheme wheel pair, despite the operation has a number of weaknesses. The discrepancy between the kinematical and geometric parameters of the surfaces of wheels by wheel pair and kinematical parameters of its motion causes the kinematical resistance to movement. Radical method of reducing the kinematical resistance to movement of rail vehicle is to reduce the circulating levels of parasitic capacity due to the introduction in the kinematical chain decoupling points. Conducted review and analysis of schemes features of the technical solutions devices power and when torsion of the wheels in the wheel pairs railway vehicle allowed to carry out their conditional classification from the point of view the possibilities reducing the kinematic resistance to movement.

Keywords: analysis, wheel pairs, the resistance to movement, railway vehicle, technical solution.

Михайлов Е.В. – к.т.н., доцент кафедры «Логистическое управление и безопасность движения на транспорте» ВНУ им. В. Даля, e-mail: evgmi@yandex.ua.

Семенов С.А. – ст. преподаватель кафедры «Логистическое управление и безопасность движения на транспорте» ВНУ им. В. Даля, e-mail: semen_opugt@mail.ru

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Статья подана 15.03.2017

УДК 656.614.01

КРИТЕРІЇ ВІДБОРУ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ВАРІАНТІВ ДОСТАВКИ ЗОВНІШНЬОТОРГІВЕЛЬНИХ ВАНТАЖІВ

Вишневський Д.О., Вишневська О.Д.

CRITERIA FOR SELECTION OF ALTERNATIVE OPTIONS FOR DELIVERY OF FOREIGN TRADE GOODS

Vyshnevskiy D., Vyshnevskaya O.

У роботі проводиться дослідження сучасних умов роботи транспортних підприємств, що передбачають орієнтацію на стан конкурентного середовища, що обумовлює необхідність відбору найбільш ефективних варіантів доставки вантажів, що також включає в себе завдання формування конкурентоспроможних тарифів, тобто таких, які не тільки покривають витрати судовласника, а й забезпечують конкурентну перевагу перевізнику.

Ключові слова: *універсальний флот, перевізник, судовласник, контейнеровози, генеральні вантажі, вантажовласник, проектні вантажі, балкери, лінійний сервіс, вантажопотоки.*

Вступ. Одним з питань, яке вимагає теоретичного обґрунтування з урахуванням специфіки морського перевезення вантажів універсальними судами в рамках виконання задачі відбору ефективних варіантів доставки, є розробка тарифів. Природно, що ціноутворення на морському транспорті було предметом багатьох досліджень, так само як і загальні положення щодо впровадження тарифів, в основі яких - собівартість морського перевезення. Але визначення плати за перевезення на основі собівартості - облік виключно інтересів судовласника.

Постановка проблеми. Незважаючи на те, що тенденції останніх десятиліть в транспортній сфері визначають ставлення до витрат як тільки до однієї зі складових системи критеріїв вибору кращого варіанту доставки (час, надійність, якість і т. п.), тим не менш, поточна економічна ситуація в багатьох випадках в якості головного критерію визначає сумарні витрати, особливо для відносно недорогих вантажів.

Аналіз останніх публікацій. Задачі ефективного розподілу флоту, організації та плануванню його діяльності розв'язувались у роботах Перевезенцева С.М., Раховецького О.М., Союзова О.О. Питанням формування систем доставки було присвячено

увагу у роботах Смирковської В.Ю. Проте постає задача відбору ефективних варіантів роботи діючого універсального флоту з урахуванням сучасних умов.

Мета статті. Комплексний розгляд можливих альтернатив, з метою формування ефективних варіантів доставки генеральних вантажів.

Результати дослідження. Автор сучасної теорії конкуренції М. Портер визначив п'ять сил конкуренції: конкуренція між діючими в галузі компаніями, конкуренція з боку потенційних конкурентів, конкуренція з боку товарів-замінників, вплив споживачів і постачальників. Для морських перевізників внутрішньогалузева конкуренція формується під впливом взаємодії компаній на локальному ринку. У якості «замінників» виступають послуги підприємств з інших локальних ринків і ринків інших видів транспорту, наприклад в деяких випадках альтернативою морському перевезенню можуть слугувати залізничні та автоперевезення. Слід звернути увагу на те, що здатні конкурувати судна з локальних ринків, виділених за спеціалізацією тоннажу, в тих випадках, коли ці судна можуть працювати на даному грузопотоці. Зазначене справедливо, зокрема, для універсальних суден і суден-контейнеровозів, які належать різним локальним ринкам, але конкурують за генеральні вантажі. Також сьогоденні тенденції на ринку морських транспортних послуг складаються в перетині сфер інтересів балкерів, контейнеровозів і універсальних суден в частині обслуговування навалювальних, насипних і наливних вантажів, що відправляються невеликими партіями. Так, наприклад, зерно, добрива, сировина для біопалива тощо. Упаковуються в біг-беги (мішки) і перевозяться на універсальних судах або їх можна завантажити в контейнер і доставляються за допомогою лінійного сервісу контейнерних перевізників. Аналогічно невеликі партії наливних вантажів можуть пред'являтися до переве-

знення в бочках, флексі-танках, що також призводить до перетинання сфер інтересів універсальних суден і контейнеровозів.

Таким чином, сьогодні (за винятком ситуацій, коли мова йде про проектні (негабаритні) вантажі), універсальні суда створюють вантажовласникам альтернативу перевезення вантажів в контейнерах.

Питання про те, що найбільш доцільно для вантажовласника - використання контейнерної лінії або лінії, на якій працюють універсальні суда, - виникає, як правило, для відносно недорогих вантажів, здебільшого масових, але таких, що відправляються партіями, меншими, ніж судові, - класичний брейк балк.

Сьогодні транспортне обслуговування передбачає, в більшості випадків, інтегральний підхід до доставки вантажів, згідно з яким організатор доставки (експедитор, логіст) бере на себе функції з проектування, організації та координації доставки як єдиної системи. Для вантажовласників важливим є загальний підсумок доставки (сумарна вартість, час і т. д.), тому в якості альтернативних варіантів транспортування виступають системи доставки, а не окремі ділянки перевезень.

Відповідно до положень даної роботи, система доставки вантажів може бути розглянута з трьох позицій: топології (географії), технології та складу учасників. Таким чином, витрати з доставки вантажів визначаються схемою (маршрутом) доставки, обраною технологією доставки і складом компаній, які здійснюють виконання операцій транспортно-технологічного процесу.

При проектуванні системи доставки вантажу питання, пов'язані з вибором схеми і способу транспортування, як правило, визначаються одночасно, тому що спосіб транспортування вантажу, який обумовлює транспортно-технологічний процес, у багатьох випадках диктується особливостями складових транспортної системи даного регіону; аналогічно обраний спосіб перевезення вантажу (наприклад з використанням контейнера) визначає порти (які включені в міжнародні лінії) і, відповідно, схеми доставки вантажу. Склад учасників, як правило, формується останнім етапом при проектуванні системи доставки вантажів.

Отже, в деяких випадках вантажовласник апіорі має використовувати універсальне судно в силу специфіки вантажу (наприклад негабаритні вантажі), в окремих ситуаціях вантажовласник має можливість вибору. Таким чином, з точки зору технології перевезення можливі альтернативні варіанти системи доставки генерального вантажу за участю контейнеровозів або універсальних суден.

Крім альтернативи, з точки зору транспортно-технологічного процесу, в розпорядженні вантажовласника - можливість варіювання альтернативними портами перевалки, що формує множину альтернативних схем доставки вантажу.

Інтегроване розглядання технологічних і географічних альтернатив дає змогу сформулювати

наступні можливі варіанти доставки генеральних вантажів (рис.).

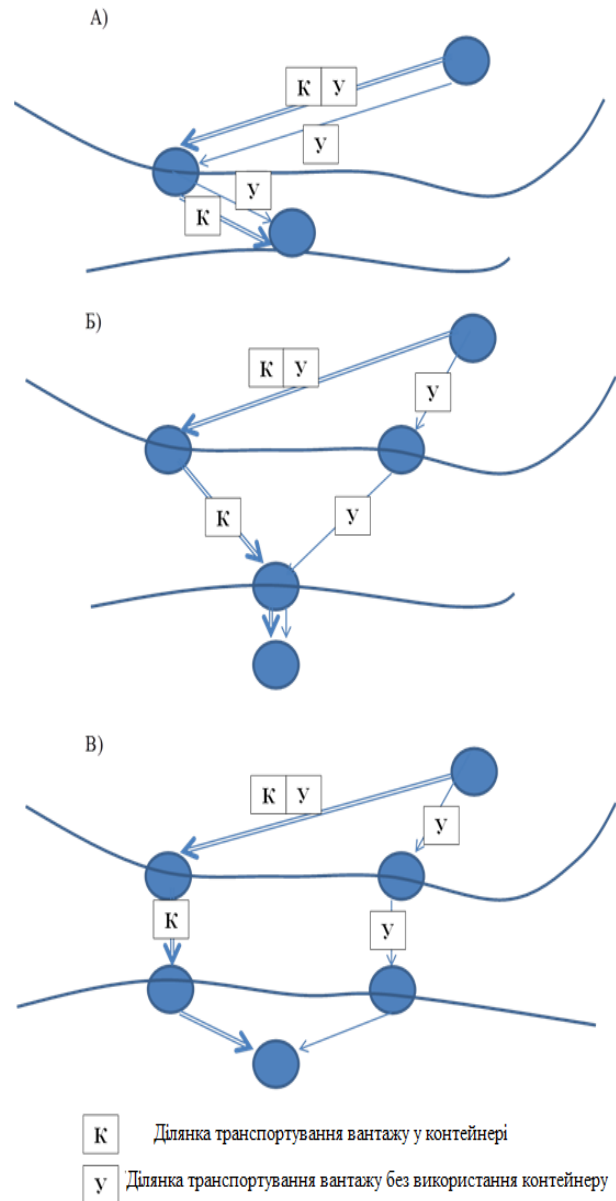


Рис. Альтернативні варіанти доставки вантажу за участю лінійних сервісів контейнеровозів і універсальних суден

- а – порти заходу збігаються; б – порти відправлення відрізняються від контейнерних лінійних сервісів;
- в – порти призначення відрізняються від контейнерних лінійних сервісів

Аналізуючи зазначені альтернативні варіанти доставки з позиції судовласника універсального судна, відзначимо, що робота універсального судна в рамках лінійного сервісу може здійснюватися:

- в умовах «жорсткої» конкуренції по відношенню до контейнеровозів - в ситуації, коли порти заходу збігаються (рис., а);
- в ситуації, коли порти відправлення або призначення відрізняються від контейнерних лінійних сервісів (рис., б, в). В цьому випадку сервіс універ-

сального судна може бути більш привабливим для багатьох вантажовласників завдяки економії на наземній складовій в загальній структурі витрат.

Висновок. Таким чином, приймаючи рішення про рівень плати за перевезення, судновласник має враховувати інтереси клієнта (вантажовідправника), а, як було сказано вище, ці інтереси, перш за все, виражаються в прийнятній сумарній вартості доставки вантажу на морських та наземних ділянках.

Такий підхід відповідає сучасним тенденціям транспортного обслуговування і може бути реалізований на практиці при співробітництві судновласників (операторів) універсальних суден з експедиторами (логістами), які володіють детальною інформацією про вантажопотоки (відправники, розміри партій, періодичність відправлень і т. п.), яка може бути використана для формування альтернативних варіантів доставки, з точки зору вантажовідправників.

Література

1. Перевезенцев Е. Н. Обобщенная задача оптимального назначения судов в рейс / Е. Н. Перевезенцев // Методы и средства управления морским флотом. – 1974. – П. 195. – С. 56-80.
2. Раховецкий А. Н. Оперативная фрахтовая деятельность на морском транспорте: моногр. / А. Н. Раховецкий. – М.: Трансп., 1986. – 160 с.
3. Раховецкий А. Н. Теоретические основы оперативной деятельности на морском транспорте: дис. ... д-ра экон. наук: / А. Н. Раховецкий; ЦНИИМФ. – М., 1996. – 313 с.
4. Смрковская В. Ю. Методические основы формирования систем доставки грузов с использованием средств укрупнения: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.01 / В. Ю. Смрковская; Одес. нац. мор. ун-т. – О., 2007. – 23 с.
5. Смрковская В. Ю. Моделирование процесса формирования схем доставки грузов / В. Ю. Смрковская // Вестн. ОНМУ. – О.: ОНМУ, 2007. – № 21. – С. 155-171.
6. Союзов А. А. Организация и планирование работы морского флота: учеб. для вузов мор. трансп. / А. А. Союзов. – М.: Изд-во «Мор. трансп.», 1979. – 416 с.

References

1. Perevezentsev Ye. N. Obobshchennaya zadacha optimal'nogo naznacheniya sudov v reys / Ye. N. Perevezentsev // Metody i sredstva upravleniya morskim flotom. – 1974. – P. 195. – С. 56-80.
2. Rakhovetskiy A. N. Operativnaya frakhtovaya deyatel'nost' na morskoy transporte: monogr. / A. N. Rakhovetskiy. – М.: Transp., 1986. – 160 s.

3. Rakhovetskiy A. N. Teoreticheskiye osnovy operativnoy deyatel'nosti namorskoy transporte: dis. ... d-ra ekon. nauk: / A. N. Rakhovetskiy; TSNIIMF. – М., 1996. – 313 s.
4. Smrkovskaya V. YU. Metodicheskiye osnovy formirovaniya sistem dostavkigruzov s ispol'zovaniyem sredstv ukрупneniya: avtoref. dis. na zdobuttya nauk stupenya kand. tekhn. nauk: spets. 05.22.01 / V. YU. Smrkovskaya; Odes. nats. mor.un-t. – О., 2007. – 23 s.
5. Smrkovskaya V. YU. Modelirovaniye protsessy formirovaniya skhemdostavki gruzov / V. YU. Smrkovskaya // Vestn. ONMU. – О.: ONMU, 2007. – №21. – S. 155-171.
6. Soyuzov A. A. Organizatsiya i planirovaniye raboty morskogo flota: ucheb.dlya vuzov mor. трансп. / A. A. Soyuzov. – М.: Изд-во «Мор. трансп.», 1979. – 416 с.

Вишневский Д.О., Вишневская О.Д. Критерии отбора альтернативных вариантов доставки внешне-торговых грузов

В работе проводится исследование современных условий работы транспортных предприятий, предусматривающие ориентацию на состояние конкурентной среды, что обуславливает необходимость отбора наиболее эффективных вариантов доставки грузов, что также включает в себя задачи формирования конкурентоспособных тарифов, то есть таких, которые не только покрывают расходы судовладельца, но и обеспечивают конкурентное преимущество перевозчику.

Ключевые слова: универсальный флот, перевозчик, судовладелец, контейнеровозы, генеральные грузы, грузовладельцы, проектные грузы, балкеры, линейный сервис, грузопотоки.

Vyshnevskiy D., Vyshnevskaya O. Criteria for selection of alternative options for delivery of foreign trade goods

This article includes a research of modern working conditions of transport enterprises, what presuppose an orientation to the state of the competitive environment, which necessitates the selection of the most effective options for the delivery of goods, which also includes forming of the competitive tariffs, i.e. those that not only cover the costs of the shipowner, but also provide a competitive advantage to the carrier.

Keywords: universal fleet, carrier, shipowner, container carriers, general cargo, consignee, project cargoes, bulker, liner service, cargo flows.

Вишневський Д.О. – к.т.н., асистент кафедри «Морські перевезення» Одеського національного морського університета.

Вишневська О.Д. – старший викладач кафедри «Морські перевезення» Одеського національного морського університета.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 15.03.2017

**ВІСНИК
СХІДНОУКРАЇНСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ
№ 4 (234) 2017**

Науковий журнал

Відповідальний за випуск

Горбунов М.І.

Оригінал-макет

Могильна О.В.

Статті надруковано в авторській редакції

Підписано до друку 14.04.2017 р.
Формат 60 x 84 1/8. Папір офсетний. Гарнітура Times.
Друк офсетний. Умов. друк. арк. 30,9. Обл.-вид. арк. 32,6.
Наклад 300 прим. Вид. № 3104. Ціна вільна.

Видавництво
Східноукраїнського національного університету
імені Володимира Даля

Свідоцтво про реєстрацію: серія ДК № 1620 від 18.12.03 р.

Адреса університета: просп. Центральний 59-А
м. Северодонецьк, 93400, Україна
E-mail: vidavnictvoSNU.ua@gmail.com