



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ПІВНІЧНО-СХІДНИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР
ТРАНСПОРТНОЇ АКАДЕМІЇ УКРАЇНИ**

**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

*Присвячується 80-ти річчю
кафедри будівельних, колійних та
вантажно-розвантажувальних
машин*

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ
УКРАЇНСЬКОЇ ДЕРЖАВНОЇ АКАДЕМІЇ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

Випуск 148

Частина 1

Харків 2014

УДК 621.8:624:625:625.144.5:629:691-4

У збірнику відображені матеріали та наукові розробки вчених і спеціалістів залізничного транспорту, наукових установ і промисловості з вирішення сучасних задач та проблем розвитку конструкцій і систем управління підйомно-транспортних, дорожніх, будівельних та вантажно-розвантажувальних машин. Розглядаються питання технологій транспортного будівництва, залізничної колії та колійного господарства, будівельних матеріалів, конструкцій та штучних споруд, застосування нанотехнологій на транспорті та в будівництві.

Збірник призначений для інженерно-технічних працівників, магістрантів, студентів і науковців залізничного транспорту та промисловості.

З електронною версією збірника можна ознайомитися на сайті: http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe.

Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту включено до міжнародної наукометричної бази Index Copernicus (Польща). Реєстрацією збірника можна ознайомитися на сайті <http://jml2012.indexcopernicus.com/masterlist.php?page=127>.

ISSN 1994-7852

Свідоцтво про державну реєстрацію КВ № 8617 видане 06.04.2004р. Друкується за рішенням Вченої ради академії, протокол № 7 від 11 вересня 2014 р.

Збірник включено до переліку № 1 наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (Постанова президії ВАК України № 1-05/4 від 26 травня 2010 р.)

РЕДАКЦІЙНО-ВИДАВНИЧА РАДА:

Члени Ради:

д.т.н., професор С.В. Панченко – голова Ради
д.т.н., професор С.І. Приходько – заступник голови
к.т.н., професор А.О. Каграманян – заступник голови
завідуючий НДЧ С.В. Михалків – заступник голови
д.т.н., професор А.Б. Бойнік
д.т.н., професор Т.В. Бутько
д.е.н., професор В.Л. Дикань
д.т.н., професор А.М. Котенко

д.т.н., професор С.В. Лістровий
д.т.н., професор В.І. Мойсенко
д.е.н., професор Л.О. Позднякова
д.т.н., професор А.А. Пługін
д.т.н., професор Е.Д. Тартаковський
д.т.н., професор Л.А. Тимофеева
д.т.н., професор А.П. Фалендиш
д.т.н., професор Я.В. Щербак

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Будівельні матеріали, конструкції та споруди

д.т.н., професор А.А. Пługін – головний редактор
д-інженер, професор Х.-Б.Фішер, Веймарський будівельний університет (Німеччина)
д.т.н., професор В.С. Лесовик, Белгородський державний технологічний університет ім. В.Г. Шухова (Росія)
д.т.н., професор А.Д. Омаров, Гуманітарний університет транспорту і права ім. Д.А.Кунаєва (Республіка Казахстан)
д.х.н., професор А.М. Пługін
д.т.н., професор М.Ю. Ізбаш
д.т.н., професор В.С. Софронов
д.т.н., професор Г.М. Шабанова
д.т.н., професор О.М. Даренський
д.т.н., професор Ю.О. Ландау
к.т.н., доцент Г.Л. Ватуля

За загальною редакцією докторів техн. наук, професорів А.А.Плугіна, О.М.Даренського,
к.т.н., доцента С.В. Вороніна

ISSN 1994-7852

Зареєстровано 2 червня 2007 р.

у ISSN International Centre 20. Rue
Bachautmont, 75002 PAPIIS, FRANCE

©Українська державна академія
залізничного транспорту, 2014

ЗМІСТ

Підйомно-транспортні, будівельні і вантажно-розвантажувальні машини

<i>Воронін С.В., Коренко Є.П.</i> Наукова діяльність кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин	5
<i>Аулін В.В., Слонь В.В., Голуб Д.В.</i> Вплив присадок до моторних олиव на характеристики дизелів, що працюють в нестационарних умовах експлуатації	18
<i>Аулін В.В., Настоящий В.А., Тихий А.А.</i> Вибіркове зношування робочих органів ґрунтообробних та землерийних машин як відображення стохастичної природи їх взаємодії з частинками ґрунту	25
<i>Григоров О.В., Стрижак В.В., Зюбанова Д.М.</i> Підвищення енергоефективності кранів шляхом застосування частотно-регульованого приводу	33
<i>Дунаев А.В.</i> Подходы к обоснованию нормативов диагностических параметров для тракторных дизелей	38
<i>Мищук Д.О., Горбатюк Є.В., Тетерятник О.А.</i> Одноківшевий екскаватор з просторово-орієнтованою стрілою	43
<i>Мусійко В.Д., Коваль А.Б.</i> Вдосконалення траншейного екскаватора з безківшовим роторним робочим органом	49
<i>Настоящий В.А., Чижик Е.Ф., Тихий А.А.</i> Обоснование использования самофутеровки рабочих поверхностей для повышения показателей барабанных мельниц	54
<i>Семенюк В.Ф., Лингур В.М.</i> Влияние параметров пружинно-шарикового буферного устройства на динамические нагрузки мостового крана	59
<i>Войтов В.А., Кравцов А.Г., Билык А.П., Сисенко И.И.</i> Перспективные моторные масла для двухтактных двигателей на растительной основе	66
<i>Воронін С.В., Суранов О.В., Суранов О.О., Куц В.М.</i> Лабораторний пристрій для отримання наночасток вуглецю	74
<i>Фідровська Н.М.</i> Новий підхід до розрахунку канатного барабана	79
<i>Ремарчук М.П.</i> Рішення задач на основі використання системного аналізу і знань про закон зміни стану об'єкта дослідження	86
<i>Іскович-Лотоцький Р. Д., Іванчук Я. В., Веселовський Я. П.</i> Застосування гібридного моделювання при розробці гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів	95
<i>Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А.</i> Проектирование унифицированного ряда высокомоментных гидравлических вращателей планетарного типа	101
<i>Євтушенко А.В., Кравець А.М., Погребняк А.В., Ковальов О.В., Долюк Д.Б.</i> Підвищення надійності гідроприводу кранів	106
<i>Романович Є.В., Афанасов Г.М., Бабенко А.О., Міланченко Р.В.</i> Аналіз заходів боротьби з налипанням та намерзанням вологих насипних вантажів до поверхонь кузовів транспортних засобів	111
<i>Романович Є.В., Афанасов Г.М., Козар Л.М., Бут В.В.</i> Засоби для механізації розрівнювання насипних вантажів у напіввагонах	116

<i>Сафонюк І.Ю.</i> Аналіз існуючих методів очистки нафтопродуктів від води	121
<i>Андренко П.М., Панамарьова О.Б.</i> Ієрархічна модель гідроагрегату живлення для гідросистем мобільних машин	127
<i>Шмаров В.Д.</i> Вопросы спасения при пожарах с высотных зданий	132
<i>Коновалов П.С.</i> Фізична модель взаємодії металевих поверхонь при граничному терті	138
<i>Шулика А.С.</i> Обзор нанотехнологий повышения износостойкости деталей машин	142

Загальні питання транспортних і будівельних технологій

<i>Аулін В.В., Кузик О.В., Лисенко С.В.</i> Керування характеристиками і властивостями моторних олів комбінованим модифікуванням	148
<i>Болжеларський Я. В., Довганюк С.С., Набоченко О.С.</i> Визначення питомого опору руху спеціального самохідного рухомого складу експериментальним методом	156
<i>Кайнарбеков А.К., Танирбенгенров А.К.</i> Шагающее колесо «ТУК-ТУК»	164
<i>Воронин С.В., Грунык И.С., Волков А.В.</i> Изменение коэффициента сцепления колеса с рельсом в процессе приработки контактирующих поверхностей	170
<i>Вакуленко К.Є., Фалецька Г.І.</i> Вибір режиму руху автобусів у міському сполученні	176
<i>Доля В.К., Єрмак О.М., Бугайов І.С.</i> Щодо визначення закономірностей формування пішохідних потоків в центрі міста	181
<i>Іванов І.Є.</i> Визначення коефіцієнту користування транспортом при міських переміщеннях	187
<i>Гюлев Н.У., Доля В.К.</i> Влияние транспортного затора на выработку стратегии поведения водителя	192
<i>Понкратов Д. П., Фалецька Г. І.</i> Закономірності розподілу пасажирських кореспонденцій між альтернативними варіантами шляху пересування у містах	197
<i>Григорова Т.М.</i> Проектування транспортних технологій перевезення пасажирів у приміському сполученні з урахуванням транспортної стомлюваності пасажирів	205

ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ, БУДІВЕЛЬНІ ТА ВАНТАЖНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ МАШИНИ

УДК 001.89

НАУКОВА ДІЯЛЬНІСТЬ КАФЕДРИ БУДІВЕЛЬНИХ, КОЛІЙНИХ ТА ВАНТАЖНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ МАШИН

Кандидати техн. наук С.В. Воронін, Є.П. Коренко

НАУЧНАЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ КАФЕДРЫ СТРОИТЕЛЬНЫХ, ПУТЕВЫХ И ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ МАШИН

Кандидаты техн. наук С.В. Воронин, Е.П. Коренко

SCIENTIFIC ACTIVITY OF DEPARTMENT OF CONSTRUCTION, TRACK AND CARGO HANDLING MACHINES

Cand. of techn. sciences S.V. Voronin, E.P. Korenko

У статті розглядаються основні етапи становлення та розвитку наукових шкіл, досягнення та розробки кафедри, їх характеристики та галузь застосування. Надається загальна характеристика наукових лабораторій кафедри та перспективні напрямки розвитку наукової діяльності.

Ключові слова: кафедра, наукова школа, розробка, наукова лабораторія.

В статье рассматриваются основные этапы становления и развития научных школ, достижения и разработки кафедры, их характеристики и область применения. Предоставляется общая характеристика научных лабораторий кафедры и перспективные направления развития научной деятельности.

Ключевые слова: кафедра, научная школа, перспективные разработки, научная лаборатория.

The article provides a brief historical background, discusses the main stages in the development of scientific schools of department of construction, track and cargo handling machines, creative communications with scientific schools and industrial enterprises of Ukraine and other countries. Lists all major scientific and technological advances and development of the department, their characteristics and field of application. Is given the general characteristic of the scientific-research laboratories of the department, their purposes, types of activity, technical equipment. Revealed promising directions of department scientific activity given the current development of mechanical engineering, rail transport and construction.

Keywords: department, scientific school, prospective developments, scientific laboratory.

Вступ. Кафедра будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин (БКВРМ) була створена на механічному факультеті ХПТУ в 1934 році. Першим завідувачем кафедри був професор Д.М. Тamarin. По 1941 рік кафедра забезпечувала навчальний курс «Механізація вантажно-розвантажувальних робіт» та курсове проектування з вантажопідйомних машин на механічному та експлуатаційному факультетах. Під час війни кафедра була евакуйована разом

із ХПТом у м. Ташкент, звідки повернулася до Харкова у 1946 році. В цей час кафедра входила до складу експлуатаційного факультету. Серед перших викладачів післявоєнних років були такі відомі фахівці з механізації вантажно-розвантажувальних робіт на залізничному транспорті як Н.М. Геллер та Г.Г. Куйбіда.

З 1946 року протягом 29 років кафедру очолював учень професора О.М.Тамаріна –

професор В.М. Стогов, який у 1950 році захистив докторську дисертацію, що була присвячена одноковшевим тракторним навантажувачам.

У 1964 році Міністерство шляхів сполучення СРСР доручило професору В.М. Стогову організувати при кафедрі галузеву науково-дослідну лабораторію з механізації вантажно-розвантажувальних робіт. В цій лабораторії було розроблено багато нових технологій, машин і пристроїв, які дозволили залізнякам отримувати значний економічний ефект за рахунок механізації перевантажувальних робіт. Першим завідувачем лабораторії був к.т.н. (згодом д.т.н.) І.П. Кривцов, пізніше тривалий час – к.т.н. О.М. Залата, І.А. Деркач та О.І. Гребцов, а науковим керівником професор В.М. Стогов. Під керівництвом Стогова В.М. були захищені понад 30 кандидатських дисертацій, а два його учня, І.П. Кривцов та Б.Є. Горський, пізніше захистили докторські дисертації.

Спадкоємцями В.М. Стогова на посаді завідувачів кафедри згодом були: професор І.П. Кривцов (з 1974 по 1976 р.), доцент Є.П. Коренко (з 1977 по 1982 р.), доцент В.М. Хіневич (з 1982 по 1986 р.), доцент Б.М. Стефанов (з 1986 по 1992 р.), під керівництвом яких кафедра набула подальшого розвитку.

У 80-ті роки кафедра міцно посіла провідне місце в ХПТі по кількості винаходів та економічній ефективності наукових розробок. Усього за весь період роботи співробітниками кафедри було отримано більше 120 авторських свідоцтв на винаходи, видано 3 підручника [1-3] та 6 навчальних посібників [4-9].

З 1992 по 2008 роки кафедрою завідував д.т.н., професор Є.С. Венцель. В ці роки за сприяння керівництва академії та Укрзалізниці при кафедрі була створена галузева хімотологічна науково-дослідна лабораторія. Зі створенням лабораторії на кафедрі набув розвитку науковий напрямок з підвищення зносостійкості вузлів тертя машин та покращення якості мастильних матеріалів. Під керівництвом професора Венцеля Є.С. були захищені 5 кандидатських дисертацій, видано 1 монографію та 3 навчальних посібника [10-13], отримано більше 5 патентів на винаходи.

В період з 2008 по 2011 роки кафедрою завідував учень професора Венцеля Є.С. к.т.н., доцент А.О. Бабенко, який продовжив розвиток

існуючих наукових напрямків кафедри та галузевих науково-дослідних лабораторій.

З 2003 року по 2013 рік на кафедрі працював д.т.н., професор Є.М. Лисіков. Працюючи на кафедрі він створив наукову школу, яка по сьогоднішній день виконує дослідження в галузі нанотехнологій на транспорті та впливу електромагнітних полів на процеси тертя та зношування в машинах. Протягом цього часу під його керівництвом було підготовлено та захищено 9 кандидатських дисертацій, видано 2 монографії [14, 15] та 2 навчальних посібника [16, 17], отримано 8 патентів на винаходи та корисні моделі. Завдяки праці професора Є.М. Лисікова суттєво підвищився кадровий потенціал кафедри та рівень підготовки студентів кафедри з дисципліни «Будівельні машини», набула стрімкого розвитку галузева хімотологічна науково-дослідна лабораторія, яка у червні 2014 року, вперше за часів свого існування, пройшла державну метрологічну атестацію.

З 2011 року по теперішній час кафедрою завідує учень професора Лисікова Є.М. к.т.н., доцент С.В. Воронін. В цьому році на кафедрі започаткована науково-навчальна лабораторія нанотехнологій на транспорті та викладається нова навчальна дисципліна – «Основи нанотехнологій». В період з 2012 по 2014 рік в лабораторії нанотехнологій був створений стенд для дослідження властивостей рідкокристалічних присадок в мастильних матеріалах та стенд для отримання наночастинок вуглецю – фулеренів і нанотрубок. За цей час отримано 4 патенти на винаходи та корисні моделі, видано 1 навчальний посібник [17], захищено 4 кандидатських дисертації.

З приходом у 2011 році д.т.н. професора Ремарчука М.П. на кафедрі набули розвитку 2 нові наукові напрями, а саме енергозбереження в гідравлічних системах машин; створення нових типів приводів на базі силових гідроциліндрів, крім того значно підвищився рівень підготовки студентів кафедри в галузі удосконалення, конструювання, діагностування гідравлічних приводів БКВРМ.

На сьогоднішній день кафедра БКВРМ у межах напряму підготовки бакалаврів, спеціалістів та магістрів 050503 – «машинобудування» випускає для залізниць та інших промислових підприємств України і зарубіжжя кваліфікованих фахівців, що володіють наступними навичками:

– проектування та експлуатація підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх, колійних та вантажно-розвантажувальних машин;

– конструювання, експлуатація та ремонт гідро- пневмоприводів будівельних, дорожніх, колійних та вантажно-розвантажувальних машин;

– підвищення зносостійкості вузлів тертя будівельних, дорожніх, колійних та вантажно-розвантажувальних машин та покращення якості мастильних матеріалів;

– розробка та впровадження у виробництво нанотехнологій для ресурсо- та енергозбереження в будівельних, дорожніх, колійних та вантажно-розвантажувальних машинах.

Метою роботи є огляд основних розробок кафедри протягом 80-річної діяльності, характеристик науково-дослідних лабораторій та розкриття перспективних наукових напрямків.

1. Розробки в галузі механізації і автоматизації вантажно-розвантажувальних, будівельних та колійних робіт. З моменту свого існування першим та головним завданням кафедри було створення для залізниць ефективного обладнання механізації вантажно-розвантажувальних та колійних робіт. В цьому напрямку працювала наукова школа професора Стогова В.М., представники якої й сьогодні продовжують на кафедрі розвиток його ідей. Протягом декількох десятиріч на кафедрі були розроблені та впроваджені навісні та мобільні пристрої різного призначення. Деякі з них, наприклад, навісний бульдозерно-грейферний захват, автостроп ЦНДІ ХПТ, конвеєрна вагонорозвантажувальна машина, рис. 1-3, були

свого часу відзначені золотими, срібними та бронзовими медалями ВДНГ. Всі розробки кафедри на той час були «революційними» при виконанні перевантажувальних робіт, оскільки в прямому сенсі замінили лопату та ручний труд. Наведемо характеристику деяким з них:

1.1. Автостроп ЦНДІ ХПТ, рис. 2, призначений для механізованої застроповки та розстроповки контейнерів масою 3 та 5 т.

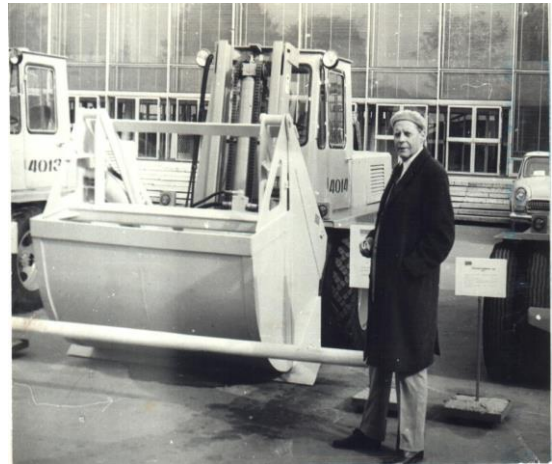


Рис. 1. Професор Стогов В.М. на ВДНГ представляє модернізований ковшовий захват

1.2. Конвеєрний пристрій для вивантаження сипучих вантажів з критих вагонів, рис. 3. Уявляє собою змінне навісне обладнання для серійних навантажувачів вантажопідйомністю 5 т. В якості робочого органу використаний скребковий конвеєр.

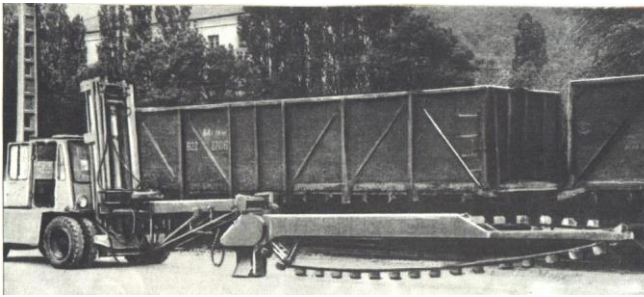
1.3. Модернізована машина МВС-4М для вивантаження сипучих вантажів з критих вагонів, рис. 4.

Характеристики:

Вантажопідйомність, т	5
Відстань між захватами, мм:	
максимальна	1960
мінімальна	740
Габарити, мм:	
висота	1280
довжина	1800
ширина	1530
Маса, кг	630



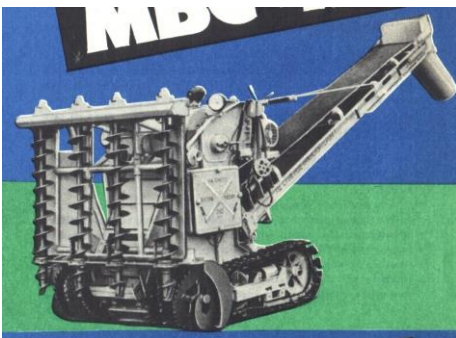
Рис. 2. Автостроп ЦНДІ ХПТ
(автори розробки – Стогов В.М., Кривцов І.П., Селезньов О.М.)



Характеристики:

Продуктивність, т/год	120
Привод конвеєра:	
тип	електричний
потужність, КВт	5,5
Габарити, мм	9115×1650×1410
Маса, кг	1100

Рис. 3. Конвеєрний пристрій для вивантаження сипучих вантажів (автори розробки – Кривцов І.П., Залата О.М., Мироненко В.О., Мороз І.М., Правдюк М.Т.)



Характеристики:

Продуктивність, т/год	80
Швидкість пересування, м/хв	8,2
Потужність, КВт	17,1
Керування	дистанційне
Габарити, м	6×1,775×1,95
Маса, кг	3200
Висота підйому конвеєра, м	2,55

Рис. 4. Модернізована машина МВС-4М (автори розробки – Стефанов Б.М., Верташов Ф.В.)

Завдяки вказаним та іншим розробкам кафедра БКВРМ посіла ведуче місце в ХПТі по рівню впровадження науково-технічної продукції. Так всього за 5 років з 1975 по 1980 на залізницях СРСР було впроваджено 400 автостропів та 60 конвеєрних машин.

Окрім механізації перевантажувальних робіт на кафедрі велися розробки обладнання для механізації колійних робіт, наприклад:

1.4. Машина для прибирання шпал, рис. 5. Машина призначена для механізованого виймання із баластної призми залізобетонних і дерев'яних шпал.

1.5. Обладнання для зрізання рослинності вздовж колії (кущоріз), рис. 6. Кущоріз уявляє собою навісне обладнання до дрезини ДГКу або чотирьохвісну платформу. Призначений для зрізання кущів та малих дерев на полосі відводу.



Характеристики:

Продуктивність, мп/зміну	900
Заглиблення кликів макс., м	0,8
Довжина, м	5,75
Ширина, м	3,10
Маса навісного пристрою, кг	2000

Рис. 5. Машина для прибирання шпал (автори розробки – Стефанов Б.М., Козар Л.М. Анзін О.І.)



Характеристики:

Продуктивність, мп/год	4000
Макс. діаметр дерев, мм	150
Висота крони, що зрізується, м	5
Ширина робочої полоси, м	5
Час монтажу (демонтажу), хв	30
Маса навісного пристрою, кг	2000

Рис. 6. Навісний кущоріз (автори розробки – Стефанов Б.М., Орел В.М.)

Дослідження та розробки в галузі механізації перевантажувальних, будівельних та колійних робіт ведуться на кафедрі й сьогодні. Ці дослідження, як і в минулі роки, виконують спеціалісти галузевої науково-дослідної лабораторії МЕХАНІЗАЦІЇ ВАНТАЖНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ І КОЛІЙНИХ РОБІТ НА ЗАЛІЗНИЧНОМУ ТРАНСПОРТІ (ГНДЛ МВР і КР). Нижче наведена коротка характеристика цієї лабораторії:

Мета лабораторії: підвищення ефективності виконання вантажно-розвантажувальних, складських і колійних робіт на залізничному транспорті.

Основні замовники результатів досліджень: Головне комерційне управління Укрзалізниці, Головне управління колійного господарства, державне підприємство "Вінницятрансприлад", Український державний центр транспортного сервісу "Ліски".

Перспективні напрямки досліджень:

– розробка технологій захисту рухомого складу від налипання і намерзання насипних вантажів;

– забезпечення збереження рухомого складу під час виконання вантажно-розвантажувальних і складських робіт;

– відновлення сипкості змерзлих вантажів.

До розробок ГНДЛ МВР і КР, що були впроваджені протягом останніх 5 років, відносяться накладна вібраційна розвантажувальна машина, рис. 7, пристрій для розрівнювання насипних вантажів у напіввагонах, рис. 8, та візок для перевірки вагонних ваг, рис. 9.

Накладна вібраційна машина призначена для очищення напіввагонів від залишків насипних вантажів і виконана у вигляді навісного змінного обладнання до козлового, мостового крану або автотранспорту. Перевагами даної машини у порівнянні з найбільш поширеними накладними вібраторами є:

– вища якість очищення (напіввагон із мокрим піском розвантажуються за 4 хв.);

– менша потужність приводу (12 кВт проти 22 кВт);

– підвищена надійність пристрою за рахунок використання спеціалізованих джерел вібрації;

– менший рівень шуму за рахунок використання джерел вібрації спрямованої дії;

– у чотири рази менші навантаження на елементи напіввагону.

Характеристики:

Потужність приводу, кВт	12
Частота коливань, Гц	25
Габарити, мм:	
- довжина	3650
- ширина	2500
- висота	1245
Маса пристрою, кг	5560



Рис. 7. Накладна вібраційна машина (автори розробки – Романович С.В., Коновалов С.В., Афанасов Г.М., Стефанов В.О.)

Пристрій для механізації процесу розрівнювання насипних вантажів з напіввагонів, рис. 8, при відносно низькій споживаній потужності та власній масі здатний за короткий час розрівняти насипний вантаж всередині напіввагону. Застосування цього пристрою дозволяє в 3,5 рази підвищити продуктивність процесу завантаження та забезпечити охорону праці персоналу.

Візок для повірки вагонних ваг, рис. 9, є самохідним обладнанням вагоповірочних

вагонів та призначений для переміщення гир при повірці вагонних ваг, застосовуваних у різних галузях народного господарства, зокрема, на залізничному транспорті.

З 2011 року на кафедрі набув розвитку напрям енергозбереження в гідравлічних системах БКВРМ та створення приводів робочого обладнання на базі гідромоторів нового типу, рис. 10, які у 2013 році були відзначені дипломом Всеукраїнського конкурсу «Кращий товар року».



Характеристики:

Потужність приводу, КВт	11
Час виконання процесу, хв./вагон	5
Габарити, мм:	
- довжина	3700
- ширина	2450
- висота	2700
Маса пристрою, кг	2500

Рис. 8. Пристрій для розрівнювання насипних вантажів (автори розробки – Романович Є.В., Афанасов Г.М.)



Характеристики:

Потужність приводу, КВт	4,5
Вантажопідйомність, т	40
Габарити, мм:	
- довжина	1960
- ширина	1960
- висота	633
Маса пристрою, кг	2000

Рис. 9. Візок для повірки вагонних ваг (автори розробки – Романович Є.В., Афанасов Г.М.)



Характеристики:

Робочий тиск, МПа	10-16
Витрати робочої рідини, дм ³ /хв	60
Частота обертів валу тах, хв. ⁻¹	250
Габарити, мм:	
- довжина	400
- діаметр	300
Маса пристрою, кг	36

Рис. 10. Перший промисловий зразок гідромотору на основі силових циліндрів (автори розробки – Ремарчук М.П., Воронін С.В., Овсянніков С.І., Чмуж Я.В.)

Також під керівництвом професора Ремарчука М.П. на кафедрі розроблений стенд для діагностування елементів гідроприводів машин та створений лабораторний зразок млину гідродинамічної дії для подрібнення сипучих матеріалів.

2. Розробки в галузі підвищення зносостійкості деталей машин та покращення якості мастильних матеріалів. Робота вузлів та механізмів БКВРМ завжди супроводжується процесами тертя та зношування в рухомих з'єднаннях. Саме ці процеси визначають ресурс багатьох елементів машин та залежать від зносостійкості деталей і якості мастильних матеріалів. Враховуючи багаторічний досвід в галузі конструювання та експлуатації машин у 1995 році за сприяння Укрзалізниці при кафедрі була створена галузева науково-дослідна ХІММОТОЛОГІЧНА лабораторія (ГНДХЛ). Ця лабораторія створювалась як одна із структур по науково-

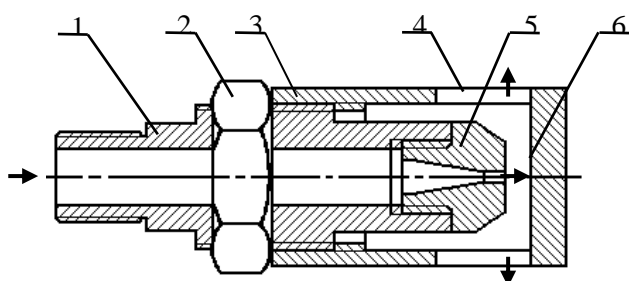
технічному та практичному забезпеченню розвитку залізничного рухомого складу в частині випробувань нафтопродуктів та інших хімічних матеріалів для залізничної галузі.

Сьогодні ГНДХЛ, рис. 11, є атестованою лабораторією яка виконує для залізниць та інших промислових підприємств фізико-хімічний та трібологічний аналіз нафтопродуктів, приймає участь у проведенні експлуатаційних випробувань рухомого складу в частині досліджень властивостей мастильних матеріалів в процесі напрацювання.

До перших розробок ГНДХЛ в галузі підвищення зносостійкості деталей машин відносяться гідродинамічні диспергатори (ГД) робочих рідин, оливо та дизельних палив, наприклад, ГД із змінним зазором, рис. 12., які вбудовуються в систему змащування та призначені для подрібнення механічних домішок, що приводить до зменшення абразивного зносу деталей.



Рис. 11. Загальний вигляд ГНДХЛ (зліва – відділення фізико-хімічного аналізу; справа – відділення аналізу трібологічних властивостей)



Характеристики:

Перепад тиску p_{max} , МПа	1,5
Діаметр сопла, мм	1...3
Габарити, мм:	
- довжина	150
- діаметр	45
Маса пристрою, кг	0,42

Рис. 12 – Конструкція ГД з регульованим зазором:
1 – штуцер; 2 – контргайка; 3 – наконечник; 4 – прорізь; 5 – сопло; 6 – перепона
(автор розробки – Венцель Є.С.)

Підйомно-транспортні, будівельні та вантажно-розвантажувальні машини

Для проведення досліджень впливу ГД на властивості паливо-мастильних матеріалів (ПММ) та зносостійкість деталей співробітниками ГНДХЛ були розроблені спеціалізовані вимірювальні та випробувальні стенди.

Стенд для вимірювання ступеня забрудненості олив та дизельних палив по їх

електропровідності, рис. 13. Складається з вимірювальної комірки та тераомметра Е6-3.

Стенд для випробування паливної апаратури дизельних двигунів, рис. 14, призначений для проведення випробувань паливних насосів високого тиску (ПНВТ) на знос.



Характеристики:

Діапазон вимірювання опору, Ом	$2 \times 10^3 \dots 10^{14}$
Об'єм рідини в комірці, дм ³	20
Діаметри електродів, мм:	
- внутрішнього	40
- зовнішнього	42,3
Маса комірки, кг	2

Рис. 13. Стенд для вимірювання забрудненості ПММ (автори розробки – Венцель Є.С., Бабенко А.О.)

Характеристики:

Тип насосу	ЛСТНМ-410010
Потужність електродвигуна, КВт	1,5
Частота обертання валу, хв ⁻¹	950
Тиск відкриття форсунки, МПа	17,5
Маса стенду, кг	50



Рис. 14. Стенд для випробування паливної апаратури дизельних двигунів (автори розробки – Венцель Є.С., Кравець А.М.)

Проведені дослідження впливу ГД на протизношувальні властивості ПММ підтвердили їх ефективність, про свідчать результати стендових випробувань ПНВТ. Досягнуто зменшення зносу плунжерів у 1,5 рази, залежно від ступеня забрудненості палива. Подальші дослідження ГНДХЛ були спрямовані на визначення зміни концентрації присадок в оливах та її впливу на швидкість зношування вузлів тертя елементів гідравлічних приводів і систем. Були

розроблені рекомендації щодо дозованого введення присадок до олив безпосередньо в процесі їх роботи, а також розроблений краплинний дозатор для введення присадки, рис. 15.

Дозатор для введення присадок, рис. 15, працює наступним чином. При надходженні електричного сигналу на крокове реле 8 його вал 9 повертається на певний кут, величина якого визначається конструкцією крокового реле 8, за допомогою шпонки 10 кутовий

момент передається мікрометричному гвинту 4, в середині якого зроблено поздовжній паз під шпонку 11. Це дає можливість мікрометричному гвинту 4, який встановлений в кришці 7 з відповідною мікрометричною різьбою, обертатись разом з валом 9 електродвигуна 8 та пересувати в поздовжньому напрямку поршень 2 через кульку 5. При пересуванні поршня 2 за схемою

праворуч ємкість 1 з присадкою зменшується і витискається краплина присадки. Отвори 12 у корпусі 6 призначені для витискання присадки, а також для входу повітря при пересуванні поршня 2 при роботі пристрою. Запропонований пристрій дозволяє надійно, точно дозувати присадки з регульованою швидкістю їх введення, досить тривалий час та в автоматичному режимі.



Характеристики:

Робочий об'єм, см ³	250
Мінімальна подача, см ³ /год	0,015
Габарити, мм	Ø60×400
Маса, кг	1,5

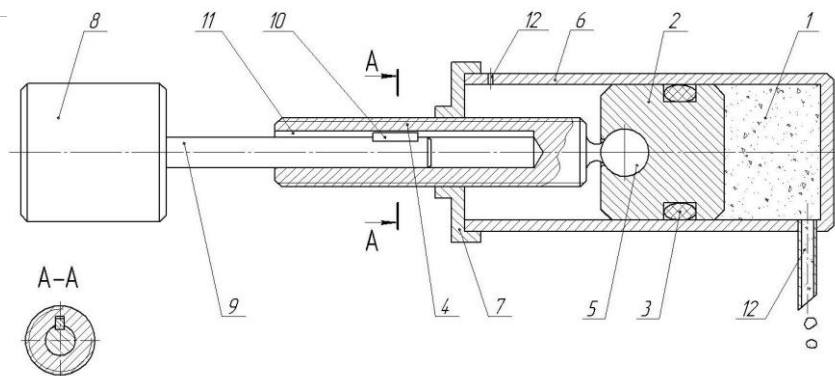


Рис. 15. Краплинний дозатор для уведення присадки (автори розробки – Венцель Є.С., Суранов О.В., Євтушенко А.В.)

Починаючи з 2003 року й по теперішній час на кафедрі в межах роботи ГНДХЛ інтенсивно ведуться дослідження з вивчення впливу зовнішніх електромагнітних полів на механізм дії присадок до мастильних матеріалів. Такі дослідження були розпочаті професором Лисіковим Є.М. і його учнями. Вивчався вплив зовнішнього електростатичного поля на протизношувальні властивості робочих рідин (РР) гідроприводів будівельних та колійних машин. Встановлено, що застосування електростатичної обробки РР призводить до зменшення швидкості зношування елементів гідроприводів до 2...3 разів, в залежності від умов їх роботи та

забрудненості рідини. Так одним з перших був розроблений та впроваджений пристрій для електростатичної обробки РР однокорових гідравлічних екскаваторів, рис. 16.

Подальші дослідження в цьому напрямку були спрямовані на вдосконалення та розширення галузі застосування технології електростатичної обробки мастильних матеріалів для технічних систем. За останні 10 років розроблені та впроваджені промислові зразки пристроїв для циркуляційних систем змащування дизелів будівельної та автомобільної техніки, тепловозів, підшипників ковзання обладнання дробарних і збагачувальних фабрик гірничо-збагачувальних

комбінатів, а також моторно-осьових підшипників локомотивів. На рис. 17 наведений пристрій в системі змащування дизеля ISUZU 6HK1 екскаватора Hitachi-330. Удосконалені пристрої мають можливість відстежувати електропровідність оливи та автоматично керувати величиною

напруженості зовнішнього поля, що подається, одночасно з цим отримують інформацію про поточний стан оливи в системі. Таким чином, застосування нових пристроїв дозволяє отримувати максимально можливий ефект від електростатичної обробки та діагностувати оливу в процесі роботи.



Характеристики:

Потужність, Вт	100
Перепад тиску, МПа	0,1
Продуктивність, дм ³ /хв.	220
Габарити, мм	250×150×100
Маса без перетворювача, кг	50
Перетворювач напруги:	
- напруга живлення, В	24
- вихідна напруга, В	1000

Рис. 16. Пристрій для електростатичної обробки РР в гідросистемі екскаватора EO-3323 (автори розробки – Лисіков Є.М., Косолапов В.Б., Воронін С.В.)

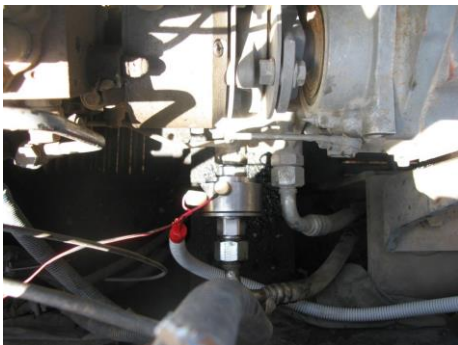


Рис. 17. Пристрій для електростатичної обробки моторної оливи: зліва – блок обробки; справа – перетворювач напруги 24 В (автори розробки – Лисіков Є.М., Воронін С.В.)

Окрім досліджень впливу електричних полів на кафедри ведуться дослідження, спрямовані на підвищення надійності технологічного обладнання за рахунок підтримки потрібного рівня чистоти мастильних матеріалів. В цьому напрямку спеціалістами кафедри були розроблені та впроваджені на промислових підприємствах України мобільні станції для тонкої очистки нафтопродуктів від механічних домішок, рис. 18. Такі станції працюють протягом 8 років на таких підприємствах: ЗАТ «Донецьксталь – металургійний завод», ВАТ «Полтавський ГЗК», ВАТ «Турбоатом».

Розроблені станції дозволяють виконувати очищення нафтопродуктів до 9 класу чистоти за ГОСТ 17216-2001 при продуктивності 500 л/год, мають повну масу до 150 кг, є мобільними і можуть бути застосовані також у ремонтно-експлуатаційних підприємствах транспортної галузі. З метою підвищення ефективності паливо-мастильного господарства промислових підприємств кафедра виконує подальші дослідження в галузі розробки енергозберігаючих технологій очищення нафтопродуктів. Основним напрямом цих досліджень є вивчення впливу зовнішніх силових полів різної природи на дисперговані

Підйомно-транспортні, будівельні та вантажно-розвантажувальні машини

частинки води, розчинені в оливах різного призначення. Такі дослідження, на думку спеціалістів кафедри, дозволять найближчим

часом розробити та впровадити технологію «холодного» видалення води, що суттєво зменшить енерговитрати на виконання процесу.



Рис. 18. Мобільна станція для тонкої очистки олив – зліва; уведення станції в експлуатацію на збагачувальній фабриці Полтавського ГЗК – справа (автори розробки – Лисіков Є.М., Косолапов В.Б., Воронін С.В., Літовка С.В.)

Серед останніх впроваджених розробок кафедри в галузі підвищення зносостійкості деталей слід також відзначити стаціонарні системи змащування рейок в кривих ділянках колії метрополітену. Перша така система, рис. 19, була розроблена кафедрою у 2012 році та впроваджена у цьому ж році в КП «Харківський метрополітен» на перегоні ст. Університет – ст. Пушкінська. Розроблена система працює в автоматичному режимі, коли

мастильний матеріал наноситься на поверхню тертя колеса і рейки після проходу поїзда або декількох поїздів. Проведені випробування станції підтвердили її ефективність. Так після 2 років роботи, згідно експертних оцінок спеціалістів служби колії та тунельних споруд, суттєво зменшився боковий знос рейок на дослідній кривій та уповільнився ріст дефектів – наслідків фрикційної втоми поверхонь контакту.



Рис. 19. Стаціонарна система змащування рейок: загальний вигляд – зліва; станція в тунелі метро – справа (автори розробки – Лисіков Є.М., Воронін С.В., Стефанов В.О., Онопрейчук Д.В., Літовка С.В.)

Основними перевагами розробленої станції є низькі витрати мастильного матеріалу (менше 3 літрів на місяць на одну криву в режимі насичення мастильної плівки), низьке енергоспоживання, простота в обслуговуванні.

3. Початок досліджень та перші розробки кафедри в галузі нанотехнологій на транспорті. На сучасному етапі розвитку науки і техніки пошук нових ідей в галузі вдосконалення конструкцій та підвищення експлуатаційної надійності машин повинен базуватись на раніше невивчених закономірностях, які відбивають взаємодію на атомно-молекулярному рівні. Такі закономірності вже частково розкриті та застосовуються в інших галузях при розробці нанотехнологій, тобто технологій керування взаємодією нанооб'єктів з метою створення

принципово нових речовин для радіоелектронних компонентів, зміни напрямку або швидкості біохімічних процесів і т.інше.

З метою виявлення можливості застосування нанотехнологій в транспортному машинобудуванні на кафедрі, починаючи з 2011 року, ведуться дослідження процесу взаємодії структурованих наночастинок вуглецю із мастильними матеріалами, поверхнями тертя деталей машин. Встановлено, що такі елементи є перспективними з точки зору їх застосування в якості присадок та легуючих добавок до мастильних та антифрикційних матеріалів. Саме тому, на першому етапі досліджень кафедрою розроблений стенд для отримання наночастинок вуглецю електродуговим способом, рис. 20, в якому отримують різні за будовою та властивостями наночастинок.



Рис. 20. Стенд для отримання наночастинок вуглецю
(автори розробки – Воронін С.В. Суранов О.В., Стефанов В.О., Суранов О.О., Онопрейчук Д.В.)

Подальші дослідження кафедри спрямовані на встановлення закономірностей, що пов'язують між собою властивості тих чи інших наночастинок із властивостями отриманих на їх основі матеріалів для транспортних та будівельних машин.

Висновки:

1. З моменту утворення й по теперішній час кафедра будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин виконує

дослідження та розробки в галузі підвищення рівня механізації і автоматизації перевантажувальних та колійних робіт на транспорті, вдосконалення конструкцій та систем керування підйомно-транспортних, дорожніх, будівельних, колійних машин.

2. Наведений перелік наукових розробок кафедри є далеко не вичерпаним, однак надає читачеві загальну уяву про еволюційний розвиток наукової думки кафедри.

Список використаних джерел

1. Стогов, В.Н. Погрузочно-разгрузочные машины [Текст]: учеб. пособие для ВУЗов ж.-д. трансп. / В.Н. Стогов, Д.С. Плюхин, Г.П. Ефимов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1977. – 311 с.
2. Соломонов, С.А. Путевые машины [Текст]: учеб. / С.А. Соломонов, М.В. Попович, Б.Н. Стефанов; под общ. ред. С.А. Соломонова. – М.: Транспорт, 1985 – 375 с.
3. Кривцов, И.П. Автоматизация и механизация погрузочно-разгрузочных работ на промышленном железнодорожном транспорте [Текст] / И.П. Кривцов, Н.М. Геллер, В.А. Мироненко. – К.: Вища школа, 1986. – 264 с.
4. Романович, С.В. Проектування прирейкових складів короткотермінового зберігання [Текст]: навч. посібник / С.В. Романович, Є.В. Коновалов, А.О. Бабенко. – Харків: УкрДАЗТ, 2003. – 122 с.
5. Стефанов, Б.М. Механізація робіт по видаленню рослинності із залізничної колії і смуги відведення [Текст]: навч. посібник / Б.М. Стефанов, А.В. Євтушенко, В.М. Астахов. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – 109 с.
6. Романович, С.В. Проектування прирейкових складів короткотермінового зберігання [Текст]: навч. посібник / С.В. Романович, Є.В. Коновалов, А.О. Бабенко. – 2-ге вид. випр. та доп. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – 142 с.
7. Суранов, О.В. Основи автоматизації будівельних, дорожніх і вантажно-розвантажувальних машин. Ч.1. Вимірювальні перетворювачі [Текст]: навч. посібник / О.В. Суранов, В.О. Стефанов, О.О. Суранов. – Харків: УкрДАЗТ, 2011. – 146 с.
8. Стефанов, Б.М. Будівельні та колійні машини. Ч.1. Колійні машини [Текст]: навч. посібник / Б.М. Стефанов, А.М. Кравець, В.Г. Кравець. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – 130 с.
9. Погребняк, А.В. Підвищення ефективності будівельних робіт (у прикладах) [Текст]: навч. посібник / А.В. Погребняк, А.О. Каграманян, А.В. Євтушенко, А.О. Бабенко. – Харків: УкрДАЗТ, 2014. – 238 с.
10. Руднев, В.К. Эксплуатационные материалы для строительных и дорожных машин [Текст]: учебное пособие / В.К. Руднев, Е.С. Венцель, Е.Н. Лысиков. – К.: ИСИО, 1993. – 236 с.
11. Венцель, Е.С. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел [Текст] / Е.С. Венцель, С.Г. Жалкин, Н.И. Данько. – Харьков: УкрГАЗТ, 2003. – 168 с.
12. Венцель, Е.С. Основи трибології та хімотології [Текст]: навч. посібник / Є.С. Венцель, Є.М. Лисіков, А.В. Євтушенко. – Харків.: УкрДАЗТ, 2007. – 241 с.
13. Венцель, Е.С. Автомобілі і трактори [Текст]: навч. посібник / Є.С. Венцель, В.М. Гончаров. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. – 102 с.
14. Александров, Е.Е. Повышение ресурса технических систем путем воздействия электрическими и магнитными полями [Текст] / Е.Е. Александров, И.А. Кравец, Е.Н. Лысиков [и др.]. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – 544 с.
15. Лысиков, Е.Н. Надмолекулярные структуры жидких смазочных сред и их влияние на износ технических систем [Текст] / Е.Н. Лысиков, В.Б. Косолапов, С.В. Воронин. – Харьков: ЭДЭНА, 2009. – 274 с.
16. Лисіков, Є.М. Будівельні машини (в 2-х частинах) [Текст]: навч. посібник / Є.М. Лисіков, В.М. Астахов, А.О. Каграманян. – Харків: УкрДАЗТ, 2006. – Ч. II. – 230 с.
17. Лисіков, Є.М. Нанотехнології на залізничному транспорті [Текст]: навч. посібник / Є.М. Лисіков, С.В. Воронін, О.О. Скорик, Д.В. Онопрейчук. – Харків: ДІСА ПЛЮС, 2013. – 212 с.

Рецензент д-р техн. наук, професор М.П. Ремарчук

Воронін Сергій Володимирович, канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту. Тел. (095) 500-81-59, (057) 730-10-66. E-mail: voronin.sergey@ukr.net.
Коренко Євгеній Павлович, канд. техн. наук, доцент кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту.

Korenko Eugene kand. tekhn. sciences, associate professor of department of build, travel and freight-unloading machines. Ukrainian state academy of railway transport.

Sergey Voronin, kand. tekhn. sciences, associate professor, manager of department of build, travel and freight-unloading machines. Ukrainian state academy of railway transport. E-mail: voronin.sergey@ukr.net.

УДК 621.017

ВПЛИВ ПРИСАДОК ДО МОТОРНИХ ОЛИВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ В НЕСТАЦІОНАРНИХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Канд. фіз.-мат. наук В.В. Аулін,
асп. В.В. Слонь,
канд. техн. наук Д.В. Голуб

ВЛИЯНИЕ ПРИСАДОК К МОТОРНЫМ МАСЛАМ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ В НЕСТАЦИОНАРНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Канд. физ.-мат. наук В.В. Аулин,
асп. В.В. Слонь,
канд. техн. наук Д.В. Голуб

INFLUENCE ADDITIVES TO MOTOR OIL ON THE CHARACTERISTICS OF DIESEL ENGINES, HAS WORKED IN THE NON-STATIONARY CONDITIONS OPER

cand. of physics and mathematics sciences V.V. Aulin,
postgraduate V.V. Slon,
cand. of techn. sciences D.V. Golub

В статті розглянуто вплив присадок на зовнішньо-швидкісні характеристики дизелів, що працюють в нестационарних умовах. Виявлено збільшення рівня потужності та крутного моменту і зниження питомої витрати палива при додаванні присадок дисульфід молибдена, "НИОД-5", "Roil Gold, і "КГМТ-1" запропонованої авторами. Отримані результати обґрунтовуються впливом присадок на характеристики та властивості моторної оливи, її зношувальну здатність та припрацьованість основних спряжень дизелі. Визначено також відновлюваний характер властивостей оливи при додаванні присадок, що підтверджують експериментальні дослідження зміни моменту тертя з напрацюванням в різних режимах функціонування: безперервному і "пуск-зупинка".

Ключові слова: нестационарні умови, дизель, моторна олива, присадки, потужність, крутний момент, питома витрата палива, момент тертя.

В статье рассмотрено влияние присадок на внешне-скоростные характеристики дизелей, работающих в нестационарных условиях. Выявлено, что при добавлении присадок дисульфид молибдена, "НИОД-5", "Roil Gold", и "КГМТ-1" предложенной авторами, увеличивается уровень мощности и крутящего момента и снижается удельный расход топлива. Полученные результаты обосновываются влиянием присадок на характеристики и свойства моторного масла, его изнашивающую способность и приработку основных сопряжений дизеля. Восстановительный характер свойств масла при добавлении присадок, подтверждается экспериментальными исследованиями изменения момента трения с наработкой в различных режимах функционирования: непрерывном и "пуск-остановка".

Ключевые слова: нестационарные условия, дизель, моторное масло, присадки, мощность, крутящий момент, удельный расход топлива, момент трения.

The article considers the influence of additives on the externally-speed characteristics of diesel engines operating under transient conditions. Investigations were carried out on the break-in-roller stand KC-276-032 to validate the running-in and testing of diesel engines in the cold no-load and hot – load and no load. Testing procedures and evaluate the performance of the engine. In the basic engine oil added various functional additives in optimum concentrations. Speed range crankshaft commensurate with the operational range. Tests were carried out in a continuous mode, and the "start-stop". Revealed that the addition of molybdenum disulphide additives, "НИОД-5", "Roil Gold", and "КГМТ-1" suggested by the

authors, increased levels of power and torque and reduced fuel consumption. The findings substantiate the influence of additives on the characteristics and properties of the engine oil, it wears capacity and running-mates main diesel. Restorative properties of the oil with the addition of additives, is supported by experimental studies of changes in the friction torque with operating in different modes of operation: continuous and "start-stop". In the used motor oil without making the test additives friction torque peaks recorded in a continuous mode and in the "start-stop". When making additive remained initial peak friction torque in continuous operation at the beginning of each period mode "start-stop". To some extent reduce the overall level of the friction torque value. The characteristic is that the moment of friction in the reduction of oil additives of magnitude lower than in the continuous mode.

Keywords: non-stationary conditions, diesel, motor oil, additives, power, torque, fuel consumption, frictional torque.

Вступ. До нестационарних умов експлуатації дизелів транспортних засобів (ТЗ) можна віднести: знакозмінні навантаження; різні режими тертя ресурсовизначальних спряжень деталей; безперервний режим роботи та режим "пуск-зупинка"; складний профіль автомобільних доріг (спуски і підйоми з великими кутами нахилу, наявність серпантинів, затяжних поворотів і т. д.); переважний рух ТЗ з вантажем на підйомі та спуску; рух по тимчасових автомобільних дорогах з щобеновим покриттям і з неякісним станом; істотна запиленість; невеликі дистанції пробігу; низька швидкість руху і великі навантаження та ін. [1]. У нестационарних умовах експлуатації переважно працюють: мобільна сільськогосподарська техніка; кар'єрні самоскиди; автомобілі з приводом навісного обладнання; автомобілі дорожньо-будівельної техніки; мобільна аеродромна техніка, спецтехніка та ін. [2].

Нестационарні умови безпосередньо впливає на зміну технічного стану деталей, їх спряжень та дизеля в цілому, його характеристики та спрацювання спряжень деталей; вплив їх на погіршення стану, характеристик і властивостей моторної оливи [3].

Дослідження динаміки змін характеристик дизелів в безперервному режимі і режимі "пуск-зупинка" безумовно є актуальним і дає можливість розробити заходи, що підвищують експлуатаційну надійність ТЗ, покращують якісні показники і властивості моторної оливи та подовжують термін її використання.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. Моторні оливи при роботі в дизелях піддаються

комплексній дії високої температури, кисню повітря, продуктів згоряння палива і зношування деталей основних спряжень самого двигуна, сторонніх домішок, що потрапляють через впускний колектор. Це обумовлює погіршення якості оливи, яке полягає у зміні фізико-хімічних характеристик властивостей та зменшенні періоду її експлуатації [4, 5].

Нестационарність умов експлуатації приводить до необґрунтованого зменшення тривалості ТО та використання оливи з незадовільними функціональними властивостями і показниками якості, що обумовлює підвищений знос деталей двигуна і виходу їх з ладу [6, 7].

Разом з тим не достатньо досліджено роль присадок в нестационарних умовах функціонування дизелів ТЗ, їх взаємодія з базовою моторною оливою та ступінь спрацювання, вплив на показники зовнішньої швидкісної характеристики і ефективність роботи дизеля і ТЗ в цілому [8, 9, 10].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З напрацюванням якісні показники моторної оливи дизелів погіршується. Щоб покращити фізико-хімічні показники і комплекс властивостей до базової моторної оливи додають різні функціональні присадки. Ці питання відображені в роботах вчених Є.С. Венцеля, В.П. Волкова, В.А. Войтова, Д.П. Журавля, В.В. Єфімова, І.С. Наглюка, Л.И. Погодаєва, О.В. Розбаха [3, 6, 9, 11-13]. При цьому заходи по подовженню ресурсу оливи запропонували в своїх роботах В.А. Войтов, В.В. Єфімов, І.С. Наглюк, В.С. Бочаров, Д.П. Журавель та ін.

Умови експлуатації, їх вплив на довговічність дизелів та підвищення експлуатаційної надійності ТЗ враховувались в роботах вчених, але ці питання не достатньо

обґрунтовані з точки зору механізму дії присадки на базову оливу і на поверхні тертя спряжень деталей, впливу на зміну зовнішньо-швидкісних та техніко-економічних характеристик дизелів, що працюють в нестационарних умовах експлуатації [14, 15].

Метою даної роботи є дослідження впливу присадок на зовнішньо-швидкісні характеристики дизеля в нестационарних умовах експлуатації.

Основна частина дослідження. Дослідженню підлягали дизелі, що працюють в нестационарних умовах експлуатації і встановлені на БелАЗ-75471, тягачі МЗКТ-7413, КЗКТ-7427, бульдозери Т-330, мобільна сільськогосподарська техніка (МСГТ) МТЗ-80/82, Т-150/Т-150К, мобільна аеродромна техніка МАЗ-546, МАЗ-246П, КраЗ-228, спецтехніка ДЄ-224. Моторну оливу модифікували додаванням присадок "НИОД-5", "Roil Gold", "КГМТ-1" [16], дисульфід молібдена з оптимальними концентраціями.

Порівняльні дослідження зовнішньо-швидкісних характеристик дизелів проводили на обкаточно-гальмівному стенді КС-276-032, який має наступні технічні характеристики: діапазон тиску оливи – до 1,0 МПа; температура охолоджуючої рідини – 20...110°C; частота обертання колінчастого вала – 1000...3250 об/хв і вимірювання здійснюється цифровим тахометром та контролюється цифровим індикатором; максимальний навантажувальний момент – до 1850 Н·м; та ін. Стенд дозволяє проводити припрацювання і випробування дизелів в режимах: в холодному, в гарячому без навантаження, в гарячому з навантаженням.

Тривалість стендових випробувань становила 150 годин. В процесі випробувань задавали максимальну потужність дизеля, вимірювали частоту обертання колінчастого вала ω_i та обчислювали такі характеристики як потужність, крутний момент і питому витрату палива за формулами:

– потужність N , кВт:

$$N(\omega_i) = N_{\max} \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_{\max}} \right) \cdot \left[a + b \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_{\max}} \right) - \left(\frac{\omega_i}{\omega_{\max}} \right)^2 \right] \cdot 1000,$$

де ω_i - швидкість обертання колінчастого валу;

ω_{\max} - максимальна швидкість обертання колінчастого валу;

N_{\max} - максимальна потужність дизеля;

a, b – емпіричні коефіцієнти;

– крутний момент M_k , Н·м:

$$M_k(\omega_i) = 1000 \cdot \frac{N(\omega_i)}{\omega_i},$$

де $N(\omega_i)$ - функція зміни потужності дизеля.

– питома витрата палива $g(\omega_i)$ визначалась з формулою:

$$g(\omega_i) = g_n \cdot \left(a - b \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_{\max}} \right) + c \left(\frac{\omega_i}{\omega_{\max}} \right)^2 \right),$$

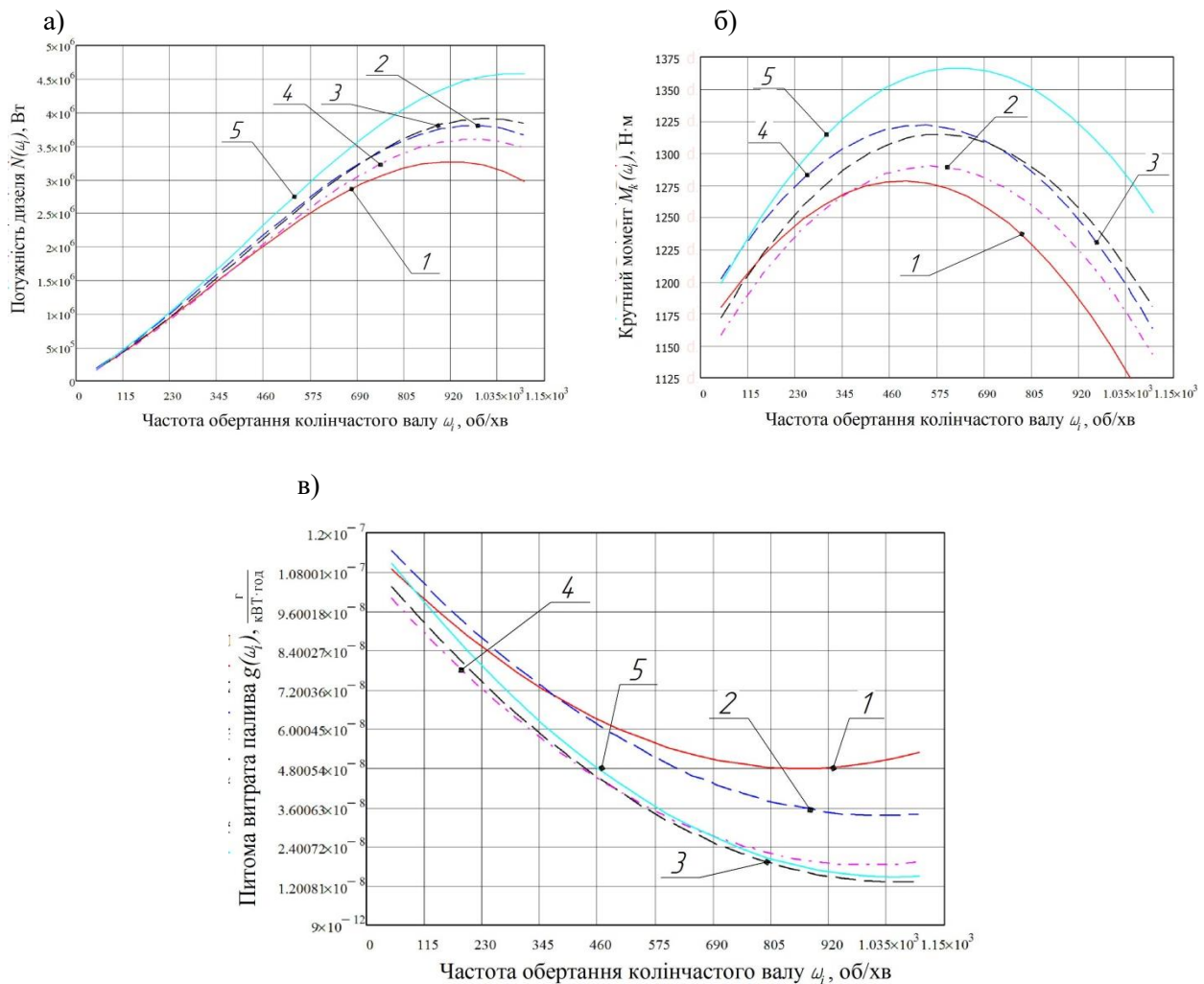
g_n - максимальна питома витрата палива;

де

a, b, c – емпіричні коефіцієнти.

Результати стендових досліджень залежностей потужності, крутного моменту і питомих витрат палива від частоти обертання колінчастого вала представлено на рис. 1.

Можна бачити, що додавання досліджуваних присадок в моторну оливу забезпечує стійке підвищення потужності двигуна на 100...125 кВт при частотах обертання колінчастого вала більших 345 об/хв. До цієї частоти потужність дизеля майже не відрізняється. При частоті обертання, що становить 1100 об/хв. при додаванні присадки дисульфіда молібдена потужність становить 450 кВт, "НИОД-5" – 390 кВт, "Roil Gold" – 380 кВт, "КГМТ-1" – 360 кВт, а для базової моторної оливи – 325 кВт. Можна бачити, що збільшення потужності залежить від типу присадки.



1 – базова моторна олива М10Г₂к; олива з присадками: 2 – "НИОД-5", 3 – "RoilGold"; 4 – "КГМТ-1"; 5 – дисульфід молібдена

Рис. 1. Зовнішня швидкісна характеристика дизеля ЯМЗ-240: а – крутний момент; б – номінальна потужність; в – питома витрата палива

Збільшення крутного моменту при додаванні присадок у порівнянні з базовою моторною оливою склало на 20...90 Н·м, зокрема дисульфід молібдена – 90 Н·м, "НИОД-5" – 50 Н·м, "Roil Gold" – 40 Н·м, "КГМТ-1" – 20 Н·м. Спостерігається також зниження питомої витрати палива. Зниження питомої витрати палива становить, обумовлене підвищенням ефективної потужності при використанні досліджуваних присадок. При максимальній частоті обертання 1100 об/хв., для присадки "НИОД-5" становить на 10%, "КГМТ-1" - на 20%, а "Roil Gold" і дисульфід молібдена - на 22%.

Результатами досліджень визначено зміну структури характеристик та властивостей модифікованої моторної оливи зазначеними присадками [17, 2, 4]. Змінюється і мастильна здатність модифікованих присадкою моторних оливок, що підтверджують результатом досліджень моменту тертя на машині тертя з електронним блоком керування [14]. Крім цього проведені дослідження моменту тертя при мащенні спрацьованою оливою та модифікованою спрацьованою оливою М10Г₂к.

Результати зміни моменту тертя з напрацюванням наведені на рис. 2.

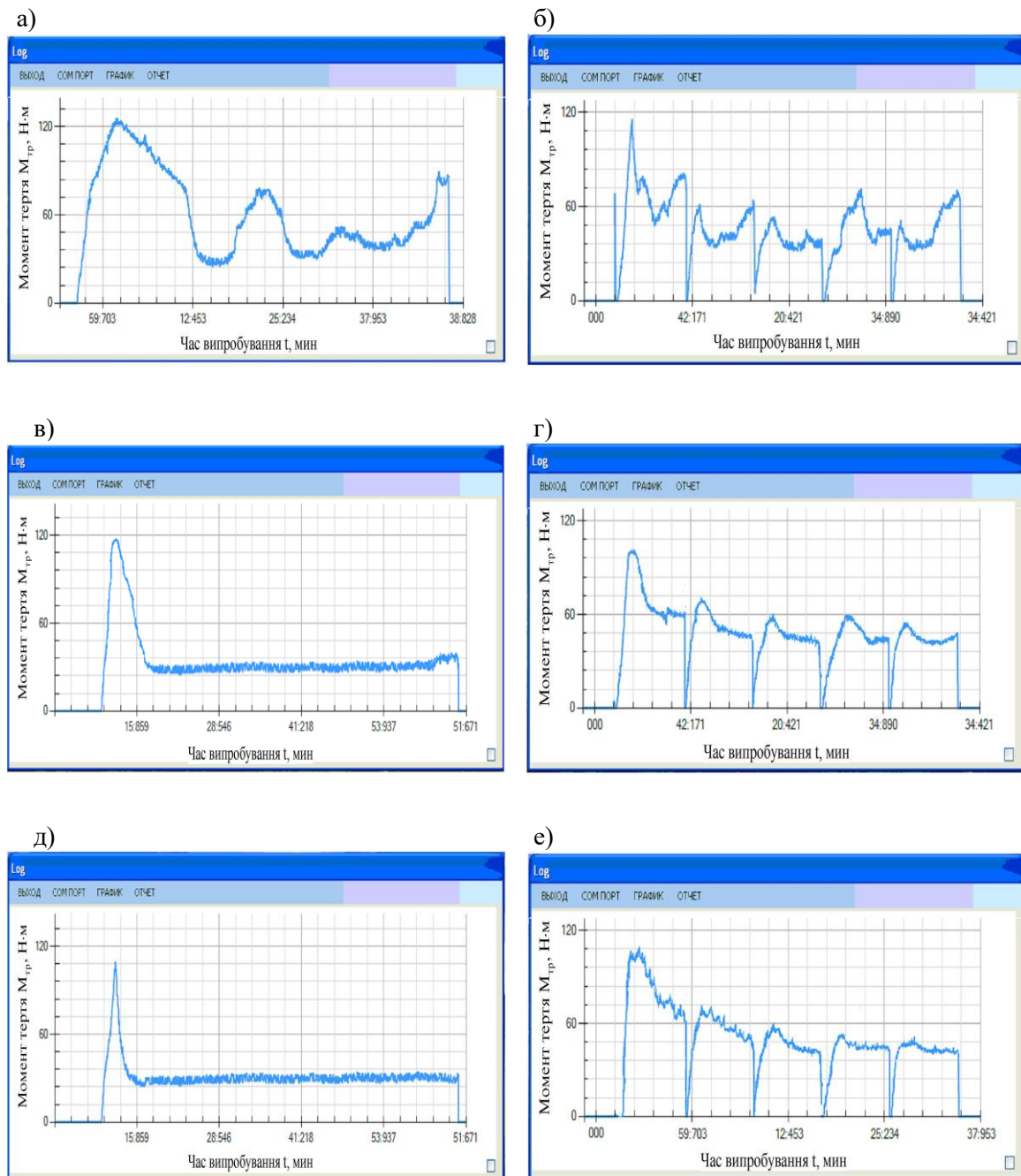


Рис. 2. Залежність моменту тертя спряжених зразків на спрацьованій оливі без додавання присадок (а, б) та з додаванням присадок (в, г, д, е, ж, з, и) в безперервному режимі випробування (а, в, д, е, з) і режимі "пуск зупинка" (б, г, е, ж, и); (в, г) – моторна олива M10G₂K+Niud-5" (аркуш 1)

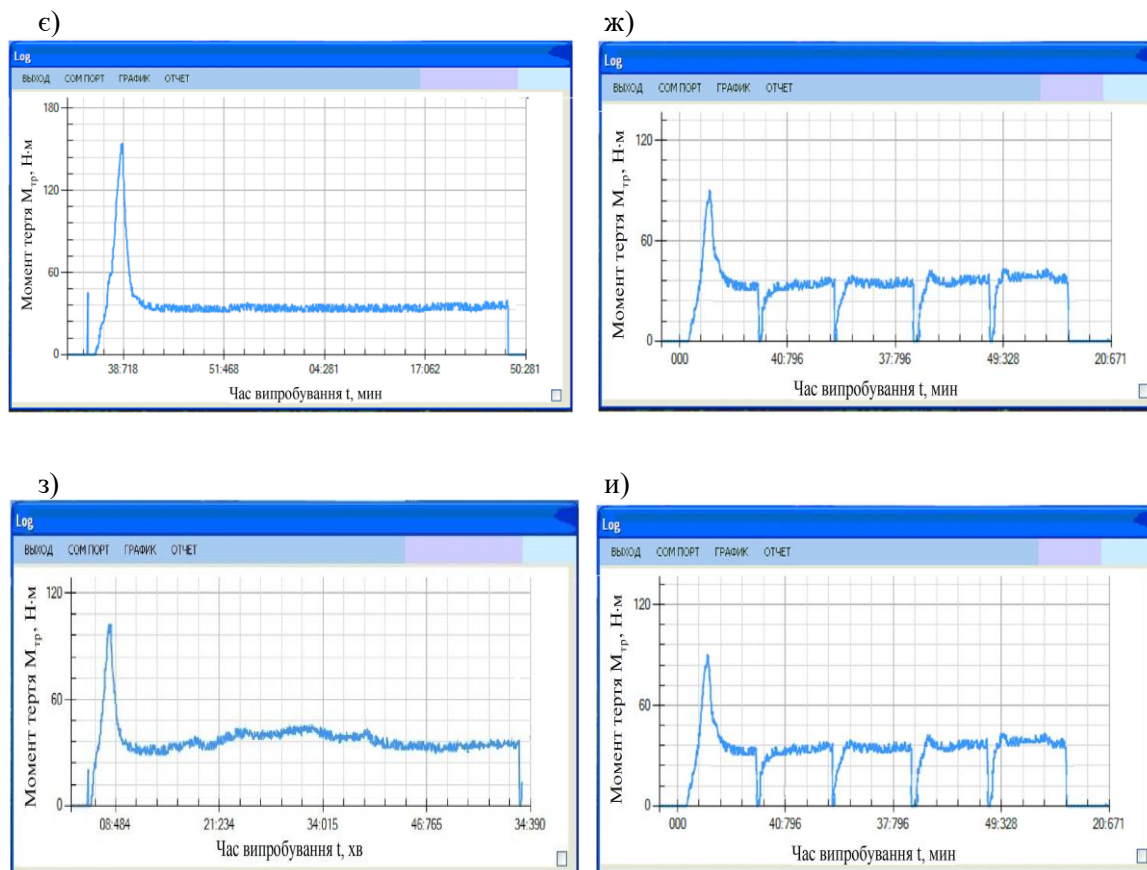


Рис. 2. Аркуш 2: (д, е) – моторна олива M10Г₂к+"Roil Gold";
(є, ж) - моторна олива M10Г₂к+"КГМТ-1" (з, и) – моторна олива M10Г₂к+дисульфід молибдену

Можна бачити, що момент тертя змінюється з напрацюванням випадковим чином як в безперервному режимі (рис. 2,а), так і "пуск-зупинка" (рис. 2,б). Відновлювальний характер впливу присадок на зміну моменту тертя спрацьованої моторної оливи спостерігається у випадках, наведених на рис. 2, в-и.

При цьому момент тертя, як трибо технічна зменшується, але за різною закономірністю в безперервному режимі та режимі "пуск-зупинка". В останньому режимі є невеликі проміжні піки моменту тертя, а при додаванні присадки "КГМТ-1" їх відсутність, і більший рівень величини моменту тертя у порівнянні з безперервним режимом, обумовлені діями частинок зносу у спрацьованій оливі.

Висновки з дослідження і перспективи, подальший розвиток у даному напрямку. Аналіз зовнішньої швидкісної характеристики двигуна свідчить, що додавання досліджуваних присадок в моторну оливу забезпечує стійке підвищення потужності, крутного моменту двигуна та зменшення питомої витрати палива в залежності від частоти обертання колінчастого валу.

Виявлено, що досліджувальні функціональні присадки відновлюють характеристики і властивості моторної оливи і їх доцільно застосовувати в нестационарних умовах експлуатації, наприклад в режимі "пуск-зупинка". Розробка технологій відновлення ресурсу моторної оливи потребує ретельних подальших досліджень.

Список використаних джерел

1. Аулін, В.В. Характер зміни триботехнічних характеристик спряжень дизелів при їх роботі в різних режимах [Текст] / В.В. Аулін, В.В. Слонь, С.В. Лисенко // Проблеми трибології (Problems of tribology). – Хмельницький: ХНУ, 2013. – №3 – С.89-96.
2. Аулин, В.В. Закономерности изменения показателей качества моторного масла автомобилем, работающим в нестационарных условиях эксплуатации [Текст] / В.В. Аулин, В.В. Слонь // Проблемы автомобильно-дорожного комплекса России: Эксплуатация и развитие автомобильного транспорта: материалы X междунар. заочн. науч.-техн. конф. 21 ноября 2013 г., Пенза / [редкол.: Э.Р. Домке (отв. ред.) и др.]. – Пенза: ПГУАС, 2013. – С. 22-29.
3. Ефимов, В.В. Закономерность изменения эксплуатационных свойств моторного масла в зависимости от работы спецтехники в режиме привода навесного оборудования [Текст] / В.В. Ефимов, Н.С. Захаров // Проблемы функционирования систем транспорта: Труды региональной научно-практической конференции. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2006. - С. 79-83.
4. Аулін, В.В. Зміна фізико-хімічних показників моторної оливи дизелів автосамоскидів в процесі експлуатації [Текст] / В.В. Аулін, В.В. Слонь, О.В. Кузик // Зб. наук. праць Кіровоградського нац. техн. університету / Техніка в сільськогосподарському виробництві. Галузеве машинобудування. Автоматизація. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – Вип. 25, Ч. 1. – С. 98-103.
5. Севрюгина, Н.С. Обеспечение работоспособности машин в условиях эксплуатации [Текст] / Н.С. Севрюгина // Интерстроймех-2001: Матер. междунар. науч.- техн. конф. – СПб.: СПбГТУ, 2001. – С. 210-213.
6. Ефимов, В.В. Проведение экспериментального исследования для установления оптимальной периодичности замены моторных масел для спецтехники [Текст] / В.В. Ефимов // Проблемы функционирования систем транспорта: Труды региональной научно-практической конференции. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2006. - С. 78-79.
7. Аулін, В.В. Якість працюючої моторної оливи як показник технічного стану кар'єрних самоскидів [Текст] / В.В. Аулін, В.В. Слонь, В.М. Лисенко // Зб. статей і тез міжнар. наук.-прак. конф. "Проблеми розвитку дорожньо-транспортного і будівельного комплексів", 03-05 жовтня 2013р. – Кіровоград, ПП "Ексклюзив-Систем", 2013. – С. 216-219.
8. Венцель, Е.С. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел [Текст] / Е.С. Венцель, С.Г. Жалкин, Н.И. Данько. – Харьков: УкрГАЗТ, 2003. – 168 с.
9. Журавель, Д.П. Эффективность использования восстановленных моторных масел в тракторных двигателях [Текст] / Д.П. Журавель // Труды ТГАТА. – Мелитополь, 2001. – Вип.1, т.18. – С. 24-28.
10. Погодаев, Л.И. Материалы. Пары трения ДВС. Смазочные композиции [Текст] / Л.И. Погодаев, В.Н. Кузьмин, П.П. Дудко.– СПб.: Академия транспорта Российской Федерации, 2001. – 304 с.
11. Наглюк, И.С. Оценка качества моторных масел при эксплуатации большегрузных самосвалов [Текст] / И.С. Наглюк // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. – 2009. - №3. – С. 22-26.
12. Наглюк, И.С. Изменение трибологических свойств моторных и трансмиссионных масел в эксплуатации [Текст] / И.С. Наглюк // Вісник СХУ ім. Володимира Даля. – 2010. – № 6 (148). – С. 41-45.
13. Войтов, В.А. Критериальный подход для оценки служебных свойств моторных масел в процессе эксплуатации ДВС [Текст] / В.А. Войтов, В.А. Мазепа // Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. тр. Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – № 10, Т. 1. – С. 135-138.
14. Аулін, В.В. Припрацювання трибосполучень деталей в режимі роботи "пуск – зупинка" [Текст] / В.В. Аулін, В.В. Слонь / Зб. тез матеріалів міжнар. наук.-практ. конф. «Ольвійський форум 2012: Стратегія України в геополітичному просторі» Секція «Трибологія, енерго- та ресурсозбереження», 6-10 червня 2012, Ялта., т. 12. – С.73-74.
15. Аулін, В.В. Експрес-оцінка впливу моторних оливи і присадок до них на характеристики зносу робочих поверхонь деталей двигунів вантажних автомобілів [Текст] / В.В. Аулін, В.В. Слонь, С.В. Лисенко // Вісник інженерної академії України. – 2013. – №2. – С. 166-170.
16. Припрацювальна мастильна композиція [Текст]: пат. 81598 Україна, МПК (2013) С10М 125/04. / Аулін В.В., Слонь В.В., Лисенко С.В., Голуб Д.В.; заявник і патентотримувач

Кіровоградський національний технічний університет. – №u201213907; заявл. 06.12.2012; опубл. 10.07.13, Бюл. № 13.

17. Аулин, В.В. Влияние комбинированного физико-химического модифицирования моторного масла на изменения момента трения и потребляемой мощности в сопряжениях образцов и деталей [Текст] / В.В. Аулин // Трение и смазка в машинах и механизмах, 2014. – №2. – С.21-28.

Рецензент д-р техн. наук, професор Є.К. Солових

Аулін Віктор Васильович, канд. фіз.-мат. наук, професор кафедри експлуатації та ремонту машин Кіровоградського національного технічного університету, м. Кіровоград, Україна, просп. Університетський 8, м. Кіровоград, Україна, 61050. тел. +38-095-055-74-11. E-mail: aulin52@mail.ru.

Слонь Віктор Вікторович, аспірант кафедри експлуатації та ремонту машин Кіровоградського національного технічного університету, м. Кіровоград, Україна, просп. Університетський 8, м. Кіровоград, Україна.

Голуб Дмитро Вадимович, канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту машин Кіровоградського нац. техн. університету, м. Кіровоград, Україна, просп. Університетський 8, м. Кіровоград, Україна.

Aulin Victor Vasilivich, Cand. of Physics and Mathematics sciences, Professor, Department of "Maintenance and repair of machines", Kirovograd National Technical University, Kirovograd, Ukraine ave. University 8 m. Kirovograd, Ukraine, 61050. tel. 095-055-74-11. E-mail: aulin52@mail.ru.

Słoń Victor Victorovich, postgraduate of "Maintenance and repair of machines", Kirovograd National Technical University, Kirovograd, Ukraine ave. University 8 m. Kirovograd, Ukraine.

Golub Dmutro Vadumovich, Cand. of techn. Sciences, Department of "Maintenance and repair of machines", Kirovograd National Technical University, Kirovograd, Ukraine ave. University 8 m. Kirovograd, Ukraine.

УДК 621.891:631.31

ВИБІРКОВЕ ЗНОШУВАННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ҐРУНТООБРОБНИХ ТА ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН ЯК ВІДОБРАЖЕННЯ СТОХАСТИЧНОЇ ПРИРОДИ ЇХ ВЗАЄМОДІЇ З ЧАСТИНКАМИ ҐРУНТУ

**Канд. фіз.-мат. наук В.В. Аулін,
кандидати техн. наук В.А. Настоящий, А.А. Тихий**

ВЫБОРОЧНЫЙ ИЗНОС РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ И ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН КАК ОТОБРАЖЕНИЕ СТОХАСТИЧЕСКОЙ ПРИРОДЫ ИХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С ЧАСТИЦАМИ ПОЧВЫ

**Канд. физ.-мат. наук В.В. Аулин,
кандидаты техн. наук В.А. Настоящий, А.А. Тихий**

SELECTIVE WEAR OF THE WORKING BODIES OF TILLAGE AND EARTHMOVING MACHINES AS A MAP OF THE STOCHASTIC NATURE OF THEIR INTERACTION WITH SOIL PARTICLES

**Cand. of physics and mathematics sciences V. Aulin,
Cand. of techn. sciences V.Nastoyashchiy, A. Tihiy**

У статті наведено результати дослідження механізму взаємодії робочих органів ґрунтообробних та землерійних машин (РОГЗМ) з дисперсним середовищем ґрунту та побудовано математичну модель цього процесу. Показано, що взаємодія частинок ґрунту з робочою поверхнею РОГЗМ, має стохастичний характер і під силовим впливом обумовлює вибіркове зношування. Зношування розглядається як необоротний дисипативний процес з густиною прикладеної зовнішньої енергії.

***Ключові слова:** ґрунт, робочий орган ґрунтообробної землерійної машини, абразивна частинка, стохастична взаємодія, відлік випадкового процесу.*

В статье приведены результаты исследования механизма взаимодействия рабочих органов почвообрабатывающих и землеройных машин (РОГЗМ) с дисперсной средой грунта и построена математическая модель этого процесса. Показано, что взаимодействие частиц грунта с рабочей поверхностью РОГЗМ, имеет стохастический характер и под силовым воздействием обуславливает избирательный износ. Износ рассматривается как необратимый диссипативный процесс с переменной плотностью приложенной внешней энергии.

Ключевые слова: почва, рабочий орган почвообрабатывающей землеройной машины, абразивная частица, стохастическое взаимодействие, отсчет случайного процесса.

The article describes the working mechanism of interaction of tillage and earthmoving machines WMIEM to disperse the soil environment and the mathematical model of the process. Showing accessories work surface WMIEM the terms of interaction with the soil under the influence of power, resulting in observed sample of abrasive wear. Correlation wear as irreversible dissipative process with applied external energy density. Revealed that the formation of geometric shapes WMIEM in friction and wear is based on changes in the characteristics of the environment and the soil round the nature of its speed and relative motion. We study the patterns of contact with soil particles in the medium lower and upper surfaces of WO WMIEM and distribution of particles in the layer adjacent to the surface. Research subject WMIEM and their designs with cutting elements pointed bottom, top, both sides and blunt placed in the vertical and horizontal planes. Calculations are carried out on a PC to identify varying the deterministic and random components of the process for hardened wear and serial WMIEM.

Keywords: Soil, tillage working body digger, abrasive particles, stochastic interaction, count of a random process.

Вступ. З теоретичної точки зору динаміка зношування РОГЗМ в ґрунті остаточно не розкрита [1], особливо це стосується РОГЗМ з РЕ. Не отримано рівняння, яке пов'язує фізико-механічні характеристики середовища ґрунту, матеріалу РЕ та умови експлуатації РОГЗМ, відсутні адекватні фізико-математичні моделі зношування і формування геометрії РЕ [2].

Робоча поверхня РОГЗМ, пристосовуючись до умов взаємодії з ґрунтом, під силовим впливом підлягає вибірково зношуванню, яке має ймовірну природу і є необоротним дисипативним процесом при зниженні густини прикладеної зовнішньої енергії та формуванні стабільної форми [3].

Постановка проблеми. Робочі органи ґрунтообробних та землерійних машин (РОГЗМ) під час взаємодії з ґрунтом підлягають різним видам зношування: абразивному, корозійному, адгезійному та втомному. При цьому переважає абразивне зношування (АЗ) [4]. Природа АЗ, його механізм на сьогодні остаточно не з'ясовано. Це обумовлено складністю процесу взаємодії локальних ділянок поверхні РОГЗМ з абразивними частинками (АЧ), що знаходяться в прилеглому шарі ґрунту. На характер і величину зносу впливають фізико-механічні, фізико-хімічні, трибологічні та реологічні

характеристики поверхневих шарів РОГЗМ і ґрунту, їх напружено-деформовані стани (НДС) та зношувальна здатність. Для характеру взаємодії важливим є концентрація, форма і твердість АЧ в прилеглому шарі до РОГЗМ ґрунту, а також ймовірність їх співударяння, з робочою поверхнею РОГЗМ, тобто важливим є дослідження закономірностей процесів контактної взаємодії та законів розподілу АЧ в триботехнічній системі (ТТС) "РОГЗМ-ґрунт"[5]. Знаючи це та, керуючи умовами взаємодії в ТТС, можна реалізувати процеси і стани самоорганізації, при яких інтенсивність зносу робочої поверхні РОГЗМ буде мінімальною, а коефіцієнт тертя в ТТС "РОГЗМ-ґрунт" оптимальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В сучасному сільськогосподарському, дорожньому та будівельному машинобудуванні велику увагу приділяють проблемі підвищення зносостійкості деталей та їх робочих органів, оскільки в процесі експлуатації в ґрунті вони підлягають інтенсивному абразивному зношуванню, механізм і природа якого потребує більш ретельного дослідження. В науковій літературі розповсюджене пояснення механізму АЗ, розглянуті в роботах В.Ф. Лоренца, А.К. Зайцева, В.Н. Кашеева, як результат дряпання матеріалу робочої поверхні деталей АЧ, яке викликає її

мікрорізання. М.М. Хрущов і М.А. Бабичев вважають, що руйнування поверхні металу АЧ мінерального походження, а Б.І. Костецький [6] стверджував, що руйнування при АЗ відбувається унаслідок зминання й зрізання мікрооб'ємів металу та утворення стружки сколювання й спостерігається одночасно процес зміцнення поверхневих шарів.

Разом з тим відсутній чіткий математичний опис по цих видах зношування, тобто математичне моделювання АЗ та процесу взаємодії в ТТС "РОГЗМ-грунт". Питання математичного моделювання процесу зношування в абразивному середовищі відображені в роботах У.А. Ікрамова [7], М.М. Севернева [8], Б.І. Костецького [6] та ін.

У.А. Ікрамов запропонував математичну модель визначення величини зносу при мікрорізанні початково-вільними АЧ в якій зношування в реальній абразивній масі має змішаний характер. Визначено, що навіть при малій кількості зерен, які ріжуть поверхню, вони зношують її більше, ніж в результаті пластичної деформації. М.М. Севернев запропонував математичну залежність для визначення величини зносу деталей ґрунтообробних машин, яка враховує питомий знос еталонним абразивом при відносній швидкості переміщення за час з площею тертя і тиском абразиву.

Б.І. Костецький запропонував з мікроскопічної точки зору описувати зношування різальних елементів (РЕ) ґрунтообробних машин на основі класичної схеми протікання процесу й отримав стохастичне диференціальне рівняння. Розв'язок стохастичних диференціальних рівнянь розглянуто в роботах Кузнецова Д.Ф. [9] та Kloede P.E. [10] Milstein G.N. [12] та Ауліна В.В. [13]. Розглядається фізична природа і сутність відображення взаємодії АЧ, з робочою поверхнею деталей, зв'язок АЗ з НДС поверхневого шару деталі і прилеглого шару ґрунту.

Разом з тим в існуючих математичних моделях зносу деталей машин, що працюють в абразивному середовищі, не враховано вибіркового характеру зношування, зв'язок його зі стохастичною природою взаємодії, слід розширити набір параметрів, які впливають на знос, врахувати в процесах моделювання АЗ такі негативні процеси як мультиколінарність, гетероскедастичність та автокореляцію, і

вилучити їх з математичних моделей врахувати також детерміністську та ймовірнісну складові стохастичного характеру взаємодії АЧ ґрунту з РОГЗМ та зв'язок його характеристик з триботехнічними параметрами системи "РОГЗМ-грунт".

Постановка завдання. З'ясувати механізм взаємодії РОГЗМ з АЧ середовища ґрунту, вибіркоче зношування РОГЗМ та побудувати математичну модель цього процесу.

Виклад основного матеріалу. Експериментальне дослідження характеру взаємодії РОГЗМ з ґрунтом та його вибіркоче зношування. Для дослідження характеру взаємодії РОГЗМ з ґрунтом і його вибіркового зношування була спроектована і виготовлена установка [14] та розроблена методика досліджень. Дослідженню підлягали РОГЗМ з різальними елементами (РЕ) та їх зразки. Фрагменти результатів досліджень огинання РЕ РОГЗМ, загострених знизу, зверху, з обох сторін та затуплених, розміщених у вертикальній і горизонтальній площинах в процесі взаємодії з ґрунтом, наведені на рис. 1.

Виявлено, що при збільшенні відносної швидкості руху РОГЗМ від 0,2 м/с до її експлуатаційної величини 3м/с потоки ґрунту зверху і знизу РЕ різні за інтенсивністю. Характерним є те, що інтенсивність потоку ґрунту відображає ступінь гостроти РЕ. Якщо РЕ загострений зверху або знизу, то швидкість руху частинок ґрунту по одній з поверхонь РЕ дещо менша ніж по іншій (рис. 1, а-в, г-е). При загостренні з обох сторін швидкість огинання потоком ґрунту у вертикальній (рис. 1, е-з) і у горизонтальній площині (рис. 1, і-к) практично однакова до настання затупленого стану.

Контакт частинок середовища ґрунту з нижньою поверхнею РЕ (при загостренні зверху), відбувається в основному в області різальної крайки через те, що РЕ має певний кут нахилу до напрямку руху. Аналогічна картина спостерігається при взаємодії середовища ґрунту з верхньою поверхнею РЕ (при загостренні знизу). Це свідчить про те, що в даних областях процесу зношування більш інтенсивні, а тому доцільно зміцнювати ці поверхні.

Зі зміною геометричної форми профілю і наявності затуплення РЕ (рис. 1,б,д,ж) інтенсивності потоків ґрунту, які огинають його нижню і верхню поверхні, все ще

відрізняються між собою. При появі затилкової фаски (рис. 1, в,е,з) РЕ виштовхується ґрунтом вгору, оскільки вертикальна складова дії на

нього рівнодійної сили збільшується, а отже порушується стійкість руху РЕ РОГЗМ на даній глибині.

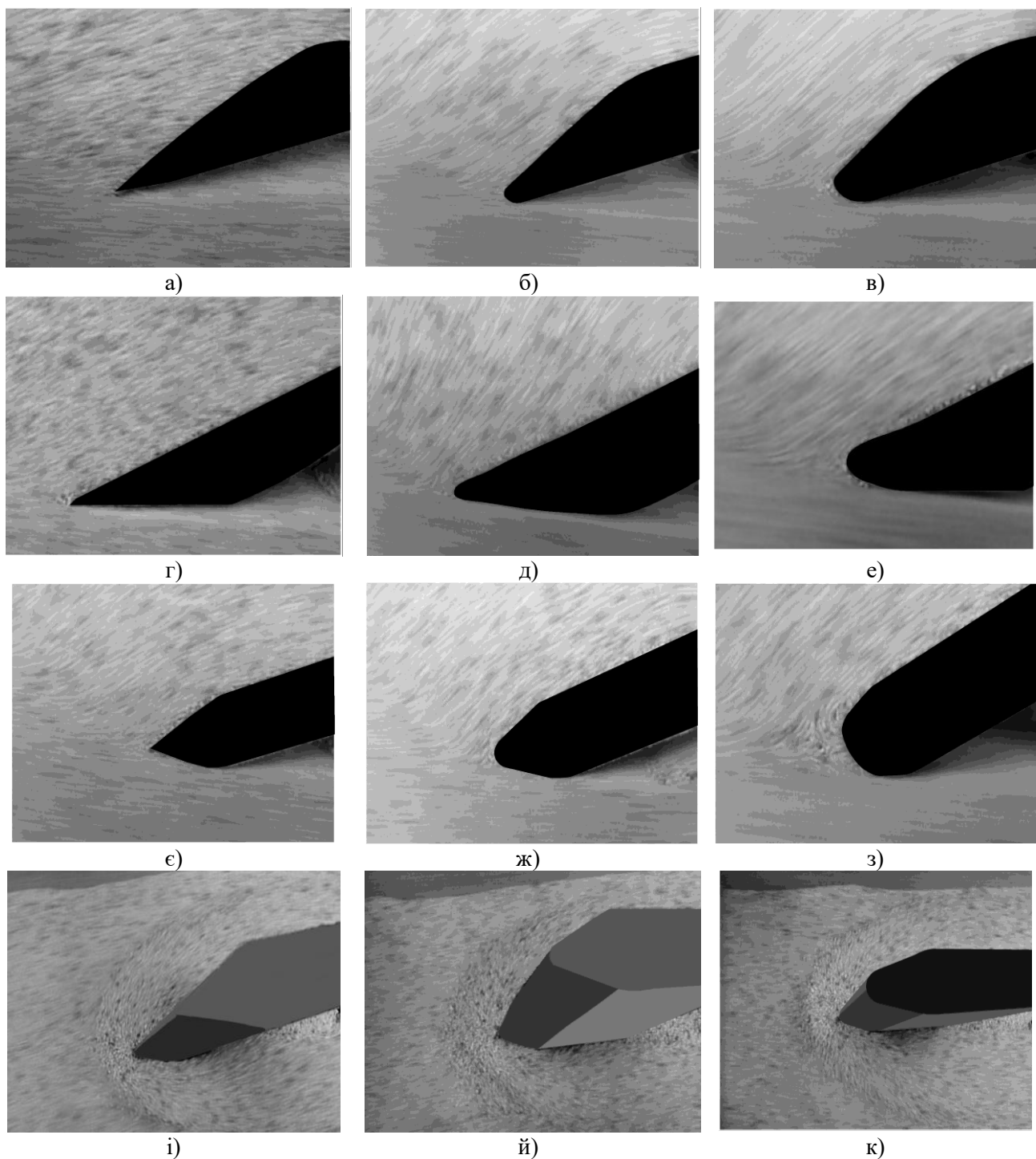


Рис. 1. Фрагменти зміни характеру процесу огинання потоками середовища ґрунту РЕ РОГЗМ, геометрія яких змінюється з напрацюванням від загостреного до затушеного стану: а,б,в – загострені зверху; г,д,е – загострені знизу; є,ж,з – горизонтальні, загострені з двох сторін; і,й,к – вертикальні, загострені з двох сторін

Крім цього виявлено, що перед РЕ в процесі його затуплення утворюється так звані "зони застою" (рис. 1, в,е,к) як у вертикальній, так і горизонтальній площинах, в яких збільшена концентрація АЧ. АЧ прилягають до заокругленої різальної крайки, здійснюючи при цьому на неї максимальний силовий вплив. Наявність "зони застою" обумовлює й різке підвищення величини сили опору переміщенню РЕ в ґрунті, тобто при затупленні РЕ зростає тяговий опір РОГЗМ.

Формування геометричної форми РОГЗМ в процесі тертя і зношування експлуатації залежить від зміни стану середовища ґрунту, характеру його огинання та швидкості відносного руху.

Аналізуючи зміну характеру процесу огинання потоками середовища ґрунту РЕ РОГЗМ, із зосередженням на окремих частинках ґрунту, їх характеру руху [13], спостерігається випадкова взаємодія, що призводить до локального вибіркового зношування.

Побудова моделі взаємодії частинок ґрунту з РОГЗМ та його вибіркового зношування з урахуванням їх складових

стохастичної природи. Процес побудови моделей зношування РОГЗМ під час взаємодії з ґрунтом передбачає наступні етапи:

- накопичення та обробка бази даних про домінуючі процеси в ТТС "РОГЗМ - ґрунт" і представлення її в більш компактній формі;

- оцінка впливу визначальних факторів на процеси зношування та формування підходів цілеспрямованого впливу на них з вилученням мультиколінеарності, гетероскедастичності та автокореляції отриманих даних на ПК;

- прогнозування, організація розвитку та саморозвитку процесів у поверхневому шарі незміцнених і зміцнених РОГЗМ та прилеглому до них шарі ґрунту.

Робоча поверхня РОГЗМ, пристосовуючись до умов взаємодії з ґрунтом, під силовим впливом підлягає вибіркового АЗ. При цьому зношування є необоротним дисипативним процесом при якому знижується густина прикладеної зовнішньої енергії, а поверхня набуває стабільної форми, в деяких випадках наближаючись до оптимальної.

Протікання процесу зношування РОГМ в середовищі ґрунту можна описати стохастичним диференціальним рівнянням:

$$dU(t) = \varphi[U(t), t]dt + \psi[U(t), t]dw(t), \quad (1)$$

де $U(t)$ – функція відносного зносу: $U(t) = u(t)/u_{zp}$, де $u(t)$ – поточний знос; u_{zp} – граничний знос; $\varphi[U(t), t]$, $\psi[U(t), t]$ – детерміновані функції, що характеризують інтенсивність зносу; $w(t)$ – функція випадкової складової, що являє собою стандартний вінеровський процес.

За умови незалежності випадкових величин $w(t_1/t_{zp})$ і $w(t_2/t_{zp})$, при

$t_1/t_{zp} \neq t_2/t_{zp}$, t_1/t_{zp} , і $t_2/t_{zp} \in [0; T]$, функція $U(t)$ описує неперервний марківський процес [11,13] на цьому проміжку. Випадковий характер марківського процес повністю визначається щільністю умовної імовірності переходу $\omega(U, t/t_{zp})$ і задовольняє узагальненому інтегральному рівнянню Маркова, яке згідно роботи [9], зводиться до рівняння Колмогорова – Фоккера – Планка [9]:

$$\frac{\partial \omega(U, t)}{\partial t} = - \frac{\partial [v(U, t)\omega(U, t)]}{\partial U} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 [c(U, t)\omega(U, t)]}{\partial U^2}, \quad (2)$$

де $v(U, t)$, $c(U, t)$ - функціональні коефіцієнти, що описують середню швидкість зношування та швидкість зміни умовної

дисперсії цього процесу. Враховуючи рівняння (1), рівняння (2) набуває вигляду:

$$\frac{\partial \omega(U, t)}{\partial t} = -\frac{\partial (\varphi[U(t), t] \omega(U, t))}{\partial U} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 \left[(\psi[U(t), t])^2 \omega(U, t) \right]}{\partial U^2}. \quad (3)$$

Оскільки, зносостійкість РОГМ визначається величиною зносу, то доцільно визначити закон його розподілу. Якщо рівняння кінетики зношування має вигляд:

$$dU(t) = D_U dt + S_U dw(t), \quad (4)$$

$$U(t) = U_0 + \int_0^{t/t_{zp}} D_U d\tau + \int_0^{t/t_{zp}} S_U dw(\tau) = U_0 + D_U t / t_{zp} + S_U \int_0^{t/t_{zp}} dw(\tau), \quad (5)$$

де $U_0 = U(0)$ початкова умова; $w(t/t_{zp})$ - величина, яку можна подати через нормально

де D_U, S_U - сталі величини, що характеризують інтенсивність детермінованої і випадкової складової процесу зношування, то розв'язок рівняння (3) матиме випадкову природу:

розподілену випадкову величину $\zeta(t/t_{zp})$ з нульовим математичним сподіванням й одиничною дисперсією:

$$w(t/t_{zp}) = \zeta(t/t_{zp}) \sqrt{t/t_{zp}}; \quad dw(t/t_{zp}) = \zeta(t/t_{zp}) \sqrt{dt/t_{zp}}. \quad (6)$$

Застосувавши для випадкової величини $\zeta(t/t_{zp})$, чисельну процедуру [7-9] визначення L відліків випадкового процесу взаємодії абразивної частини з поверхнею РОГЗМ, отримаємо:

$$\left\{ \zeta_j = \zeta(\tau_j) \right\}_{j=1}^L \text{ при } \tau_1 = \frac{T}{L} \text{ і } \tau_L = T. \quad (7)$$

тоді розв'язок рівняння (5) набуває вигляду:

$$U(\tau_j) = U_0 + D_U \tau_j + \sqrt{\frac{T}{L}} S_U \sum_{i=1}^j \zeta_i \text{ для } j = \overline{1, L}. \quad (8)$$

Для моделювання процесу, взаємодії що описується функцією (8), слід визначити константи D_U й S_U за проміжок часу $t_2 - t_1$ і

при величині зносу $\Delta u(t_2, t_1)$. При цьому математичне сподівання і дисперсія дорівнює:

$$M[\Delta u(t_2, t_1)] = M[u(t_2)] - M[u(t_1)]; \quad D[\Delta u(t_2, t_1)] = D[u(t_2)] + D[u(t_1)]. \quad (9)$$

З урахуванням (9) коефіцієнти $\varphi[U(t), t]$ та $\psi[U(t), t]$ рівнянь (1) та (3)

для умовного граничного зношування Δu_{zp} , мають вигляд:

$$\varphi[U(t), t] = \frac{M[u(t_2)] - M[u(t_1)]}{(t_2 - t_1)(\Delta u_{zp})}; \quad \psi[U(t), t] = \sqrt{\frac{D[u(t_2)] + D[u(t_1)]}{(t_2 - t_1)(\Delta u_{zp})^2}}, \quad (10)$$

а коефіцієнти D_U і S_U відповідно дорівнюють:

$$D_U = \frac{M[\Delta u(t_2, t_1)]}{(t_2 - t_1)(\Delta u_{ep})}, \quad S_U = \frac{\sqrt{D[\Delta u(t_2, t_1)]}}{\Delta u_{ep} \sqrt{t_2 - t_1}}. \quad (11)$$

Враховуючи це функцію (8) можна подати у вигляді:

$$U(\tau_j) = U_0 + \frac{M[\Delta u(t_2, t_1)]}{(t_2 - t_1)(\Delta u_{ep})} \tau_j + \frac{\sqrt{D[\Delta u(t_2, t_1)]} T}{\Delta u_{ep} \sqrt{L(t_2 - t_1)}} \sum_{i=1}^j \zeta_i, \text{ для } j = \overline{1, L}. \quad (12)$$

За допомогою виразу (12) і пакетів прикладних програм на ПК можна здійснити обчислення відліків випадкового процесу (5) та візуалізувати їх на фоні детермінованої складової:

$$M[U(t/t_{ep})] = U_0 + D_U t/t_{ep}. \quad (13)$$

Програмна функція при цьому має такі параметри: T – відносний проміжок спостереження; U_0 – початкове значення відносного зносу; D_U , S_U – інтенсивності детермінованої та випадкової складових процесу зношування; L – відносна довжина реалізації випадкової величини $\zeta(t/t_{ep})$.

Вихідними параметрами є відліки $U(\tau)$ випадкового процесу $U(t)$ та відліки детермінованої складової $M[U(t)]$ цього процесу. Набори відліків повертаються у командне вікно програми і результат подається у вигляді графічного відображення випадкового процесу.

Програмна підтримка у визначенні залежності зношування від часу використовує

нормоване зношування U_r та $U_{NO} = U_N(0) = 0$ – відповідає новій поверхні РОГЗМ, $u_N = 1$ – граничному стану, $u_N > 1$ – достроковому спрацюванню поверхні та нормативний час T_N на проміжку $[0; 1]$. Залежність нормованого зносу від нормованого часу у формі відліків та їх зображень можна використати у порівняльному аналізі різних об'єктів зношування.

При моделюванні випадкового процесу зношування серійних РОГЗМ замість параметра D_U будуть два параметри, які визначатимуть нелінійний характер функцій $D_U(t/t_{ep})$ і детермінована складова має вигляд:

$$M[U(t/t_{ep})] = U_0 + \alpha(t/t_{ep})^\beta, \quad (14)$$

при $\alpha \in (0; 1)$ та $\beta \in (0; 1)$.

При моделюванні випадкового процесу зношування зміцнених РОГЗМ

Отже, з урахуванням детермінованої складової випадкового процесу зношування зміцнених РОГЗМ дорівнює:

$$M[U(t/t_{ep})] = \begin{cases} U_0 + \frac{at_{c1}^2/t_{ep}^2 + bt_{c1}/t_{ep} + c}{t_{c1}} t/t_{ep}, & t/t_{ep} \in [0; t_{c1}/t_{ep}], \\ U_0 + at^2/t_{ep}^2 + bt/t_{ep} + c, & t/t_{ep} \in [t_{c1}/t_{ep}; T]. \end{cases} \quad (15)$$

Таким чином, з отриманих результатів математичного моделювання закон динаміки зношування для серійних РОГЗМ характеризується монотонним і безперервним

триваючим до граничного зносу збільшенням інтенсивності зношування, що пов'язано зі швидким зменшенням товщини РЕ РОГЗМ та відповідною зміною епюри навантажень.

Розрахунками, проведеними на ПК виявлено, що зміни величини випадкової складової S_U процесу зношування для зміцнених РОГЗМ значно менші у порівнянні з серійними. Для зміцнених РОГЗМ через неоднорідність матеріалу закон динаміки зношування і відображає пошарову зміну зносостійкості матеріалу. Зазначене свідчить, що для підвищення зносостійкості РОГЗМ необхідно зміцнювати поверхню на площі, яка дорівнює площі, що формується при граничному стані, оскільки в іншому випадку після зношування зміцненого шару інтенсивність суттєво підвищиться, що зменшить тривалість існування ефекту самозагострювання РЕ РОГЗМ.

Висновки з дослідження і перспективи, подальший розвиток у даному напрямку. Математичним моделюванням виявлено, що зміни величини випадкової складової S_U процесу зношування для зміцнених РОГЗМ значно менші у порівнянні з серійними. Для зміцнених РОГЗМ через неоднорідність матеріалу закон динаміки зношування і відображає пошарову зміну зносостійкості матеріалу.

Дослідження свідчать, що для підвищення зносостійкості РОГЗМ необхідно зміцнювати поверхню на площі, яка дорівнює площі, що формується при граничному стані, оскільки в іншому випадку після зношування зміцненого шару інтенсивність суттєво підвищиться, що зменшить тривалість існування ефекту самозагострювання РЕ РОГЗМ.

Список використаних джерел

1. Аулін, В.В. Фізичні основи процесів і станів самоорганізації в триботехнічних системах [Текст]: монографія / В.В. Аулін. – Кіровоград: Вид. Лисенко В.Ф., 2014. – 370 с.
2. Аулін, В.В. Закономірності взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин з ґрунтом в процесі його обробітку [Текст] / В.В. Аулін, А.А. Тихий // Вісник інженерної академії України. – 2011. – №2. – С.144-149.
3. Аулін, В.В. Теоретичні основи самозагострювання, міцності і зношування різальних елементів РОГМ та напрямки підвищення їх довговічності [Текст] / В.В. Аулін, В.М. Бобрицький, А.А. Тихий // Вісник інженерної академії України. – 2010. – №1. – С. 149-154.
4. Аулін, В.В. Характер та інтенсивність зношування робочих органів ґрунтообробних машин [Текст] / В.В. Аулін, В.М. Бобрицький // Проблеми трибології (Problems of Tribology). – Хмельницький: ХДУ, 2004. – №2. – С. 107-112.
5. Аулін, В.В. Теоретичні основи самозагострювання, міцності і зношування різальних елементів РОГЗМ та напрямки підвищення їх довговічності [Текст] / В.В. Аулін, В.М. Бобрицький, А.А. Тихий // Вісник інженерної академії України. – 2010. - №1. – С. 149-154.
6. Костецкий, Б.И. Трение, смазка и износ в машинах [Текст] / Б.И. Костецкий. – К.: Техніка, 1970. – 396 с.
7. Икрамов, У.А. Расчетные методы оценки абразивного износа [Текст] / У.А. Икрамов. – М: Машиностроение, 1987. – 288 с.
8. Износ и коррозия сельскохозяйственных машин [Текст] / М.М. Севернев, Н.Н. Подлекарев, В.Ш. Сохадзе, В.О. Китиков; под ред. М.М. Севернева. – Минск: Беларус. навука, 2011. – 333 с.
9. Кузнецов, Д.Ф. Стохастические дифференциальные уравнения: теория и практика численного решения [Текст] / Д.Ф. Кузнецов. – 4-е изд., испр. и доп. – СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2010. – 816 с.
10. Kloeden P.E. Numerical solution of stochastic differential equations: [monograph] / P.E. Kloeden, E. Platen. – Berlin : Springer-Verlag, 1992. – 632 p.
11. Kloeden P.E. Numerical Solution of SDE Through Computer Experiments : [monograph] / P.E. Kloeden, E. Platen, H. Schurz. – Berlin : Springer-Verlag, 1994. – 292 p.
12. Milstein G.N. Stochastic numerics for mathematical physics / G.N. Milstein, M. V. Tretyakov. – Berlin : Springer-Verlag, 2004. – 596 p.
13. Аулін, В.В. Стохастична модель динаміки процесу абразивного зношування різальних елементів робочих органів ґрунтообробних машин [Текст] / В.В. Аулін, В.М. Бобрицький // Зб. наук. праць Луганського національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ: Видавництво ЛНАУ, 2007. - №76(99). – С. 15-18.

14. Установка для дослідження взаємодії абразивного середовища з робочими органами машин [Текст]: Пат. 69735 Україна, МПК(2012) G01N 3/56 / Аулін В.В., Тихий А.А. та ін.; КНТУ. - №и 2011 12831; заявл. 01.11.2011; опубл. 10.05.2012; Бюл.№ 9, 2012 р.

Рецензент д-р техн. наук, професор Є.К. Солових

Аулін Віктор Васильович, канд. фіз.-мат. наук, професор кафедри експлуатації та ремонту машин, Кіровоградський національний технічний університет, Україна, пр-кт. Університетський 8, м. Кіровоград, Україна, 25030. тел. +38-052-390-473. E-mail: aulin52@mail.ru.

Настоящий Владислав Анатолійович, канд. техн. наук, професор, завідувач кафедри будівельних, дорожніх машин і будівництва, Кіровоградський національний технічний університет, Україна, пр-кт. Університетський 8, м. Кіровоград, Україна, 25030. тел. +38-052-390-471.

Тихий Андрій Анатолійович, канд. техн. наук, кафедра будівельних, дорожніх машин і будівництва, Кіровоградський національний технічний університет, Україна, пр-кт. Університетський 8, м. Кіровоград, Україна, 25030. тел. +38-052-390-471.

V.Aulin, Cand. of physic. mathem. sciences, professor; Department of " operation and repair machines "; Kirovograd National Technical University; Kirovograd, Ukraine, University Avenue 8, 25030, phone 0522-390-473, E-mail: aulin52@mail.ru.

V.Nastoyashchiy, Cand. of techn. sciences, professor department of, "building, road machines and construction"; Kirovograd National Technical University; Kirovograd, Ukraine, University Avenue 8, 25030, phone 0522-390-471.

A.Tihiy, Cand. of techn. sciences, department of, "building, road machines and construction"; Kirovograd National Technical University; Kirovograd, Ukraine, University Avenue 8, 25030, phone 0522-390-471, 0989373366. E-mail: tihiy-andrey@mail.ru.

УДК 621.86

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ КРАНІВ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ЧАСТОТНО-РЕГУЛЬОВАНОГО ПРИВОДУ

**Д-р техн. наук О.В. Григоров, старш. викл. В.В. Стрижак,
асп. Д.М. Зюбанова**

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ КРАНОВ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО ПРИВОДА

**Д-р техн. наук О.В. Григоров, старш. преп. В.В. Стрижак,
асп. Д.М. Зюбанова**

ENERGY EFFICIENCY IMPROVEMENT OF CRANES BY THE USE OF VARIABLE-FREQUENCY DRIVE

**Dr. of Science O.V. Grigоров, Senior lecturer V.V. Stryzhak,
postgraduate student D.M. Ziubanova**

Наведено результати дослідження характеру витрат енергії в частотно-регульованому приводі механізму пересування візка мостового крану. Визначено закономірність зміни співвідношення витрат енергії за робочий цикл механізму пересування при частотно-регульованому приводі і двигуні з фазним ротором в залежності від тривалості пуско-гальмівних режимів і етапу рівномірного ходу при різних способах гальмування.

Ключові слова: економія енергії, механізм пересування, частотне регулювання.

Приведены результаты исследования характера расхода энергии в частотно-регулируемом приводе механизма передвижения тележки мостового крана. Определены закономерности изменения соотношения затрат энергии за рабочий цикл механизма передвижения при частотно-

регулируемом приводе и двигателе с фазным ротором в зависимости от длительности пуско-тормозных режимов и этапа равномерного хода при различных способах торможения.

Ключевые слова: экономия энергии, механизм передвижения, частотное регулирование.

The research results of the energy consumption type in the variable-frequency drive of the traveling mechanism of the bridge crane trolley are presented. The regularities of changes in the ratio of energy consumption per working cycle of the traveling mechanism in variable-frequency drive and motor with wound rotor, depending of the start-up and brake modes duration and of the uniform progress stage with various braking methods, are defined.

Keywords: energy saving, traveling mechanism, frequency regulation.

Постановка проблеми. Вантажопідйомні крани, які обладнані асинхронними двигунами з фазним ротором є не економічними з точки зору споживання енергії. Рішенням цієї проблеми може стати заміна в кранових механізмах асинхронних двигунів з фазним ротором на короткозамкнені з живленням від частотного перетворювача (частотно-регульований) привід. Однак застосування частотно-регульованого приводу пов'язане з відносно великими капітальними витратами, що може бути виправдано зменшенням витрат енергії. Тому є актуальною оцінка витрат енергії частотно-регульованого приводу в механізмах вантажопідйомних машин і порівняння їх з витратами асинхронного привода з фазним ротором.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Енергетична ефективність частотно-регульованого приводу докладно досліджена і доведена в загальній теорії електроприводу [1, 2]. Дослідження економії енергії в частотно-регульованому приводі

механізмів вантажопідйомних машин можна знайти в роботах [3-7]. Ці дослідження проведені переважно для ліфтів і механізмів підйому, оскільки ці механізми мають можливість рекуперативного гальмування при спуску. Застосування частотно-регульованого приводу в механізмах горизонтального переміщення і повороту також можуть зменшити витрати енергії за рахунок тривалих пуско-гальмівних процесів і використання рекуперативного гальмування [8].

Мета досліджень. Метою дослідження є зменшення витрат енергії в механізмах пересування шляхом застосування частотно-регульованого приводу.

Виклад основного матеріалу.

Дослідження енергетичних характеристик руху частотно-регульованого приводу кранового механізму проводилося на стенді механізму пересування візка мостового крану в/п 32/5 т прогоном 22,5 м (рис. 1), характеристики якого приведені в табл. 1.

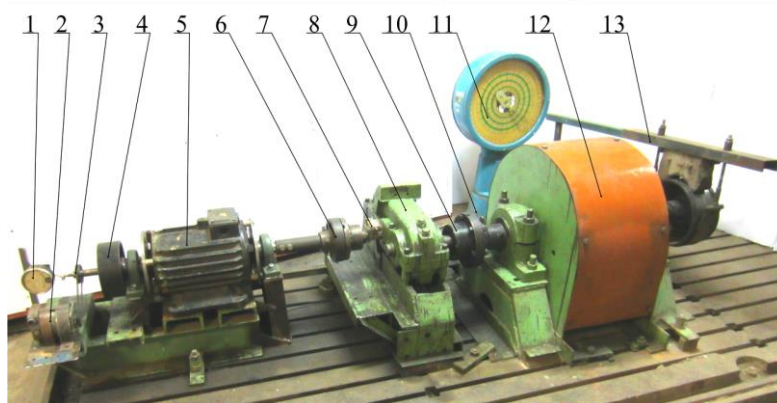


Рис. 1. Стенд для випробування механізму пересування візка мостового крану з частотно-регульованим приводом:

1 – стрілковий тахометр; 2 – тахогенератор; 3 – пасова передача; 4 – шків гальмівний; 5 – електродвигун; 6 – з'єднувальна муфта; 7 – тензодатчики та блок живлення тензодатчиків і підсилення сигналу; 8 – редуктор; 9 – з'єднувальна муфта; 10 – струмоміряч; 11 – ваги; 12 – махові маси; 13 – важіль

На рис. 2 приведено графіки зміни споживаної і рекуперованої потужності частоти струму живлення, швидкості двигуна і крутного моменту впродовж робочого циклу, при якому візок переміщується на відстань характерного робочого ходу з максимальним вантажем.

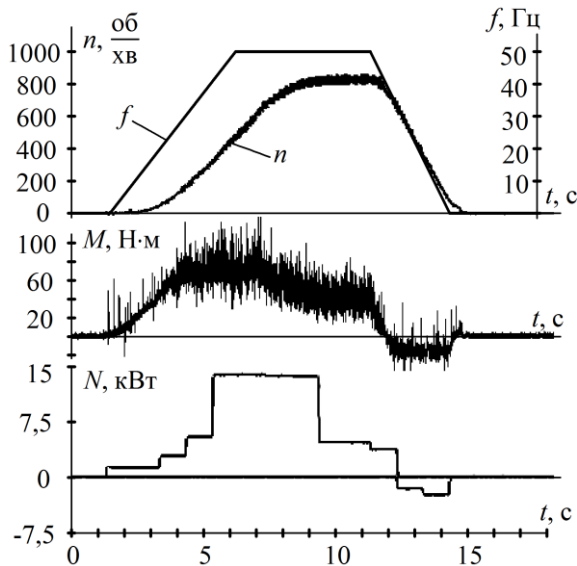


Рис. 2. Графіки зміни частоти струму, швидкості обертання валу двигуна, крутного моменту і споживаної енергії при стендових випробуваннях механізму пересування візка мостового крану з частотно-регульованим приводом при повному завантаженні

За осцилограмою рис. 2 побудована наближена схема зміни потужності, що споживається і рекуперується двигуном впродовж робочого циклу механізму за частотно-регульованого приводу (рис. 3,а). Нижче побудована теоретична схема зміни потужності, що споживається для того ж самого механізму, обладнаного асинхронним приводом з фазним ротором (рис. 3,б). Для зручності проведення порівняльного аналізу, контури схем рис. 3,а і 3,б накладені один на одного на рис. 3,в.

З рис. 3 видно, що частотно-регульований привід має перевагу на етапі розгону і гальмування і програє приводу з фазним ротором під час рівномірного ходу, через

витрати в частотному перетворювачі. Тому зменшення витрат енергії при застосуванні частотно-регульованого приводу буде варіюватись в широкому діапазоні і залежить від частки пуско-гальмівних етапів в загальному часі робочого циклу механізму. Тому оцінка енергетичної ефективності застосування частотно-регульованого приводу повинна проводитися, беручи до уваги весь робочий цикл механізму з етапами розгону, рівномірного ходу і гальмування.

Провести таку оцінку можна скориставшись методом розрахунку еквівалентної потужності P_e [9, 10]. Для порівняння витрат енергії в обох приводах введемо величину e :

$$e = \frac{N_{\text{фазн.рот.}}}{N_{\text{част}}} = \frac{P_{e \text{ фазн.рот.}} \cdot t_{\text{ц}}}{P_{e \text{ част}} \cdot t_{\text{ц}}}, \quad (2)$$

зміст якої буде відображати співвідношення споживання енергії асинхронним приводом з фазним ротором і частотно-регульованим за одногового робочого циклу.

Відношення e розраховано для випадку транспортування максимального вантажу за різних режимів гальмування. Характер зміни відношення e від часу рівномірного ходу представлений на рис. 4.

Графіки показують, що для розглядуваного випадку відношення витрат енергії $e \leq 1$ настає за такої тривалості рівномірного ходу $t_{\text{р.х.}}$, яка рідко зустрічається в практиці експлуатації кранів. Наприклад, для досліджуваного візка тривалість рівномірного ходу при пересуванні на відстань характерного робочого циклу становить $t_{\text{р.х.}} = 6,5$ с.

Висновки. Проведені дослідження дали змогу оцінити зменшення витрат енергії в механізмах пересування з частотно-регульованим приводом порівняно з асинхронним приводом з фазним ротором і визначити закономірності зміни співвідношення витрат енергії обох типів приводів для різних робочих циклів.

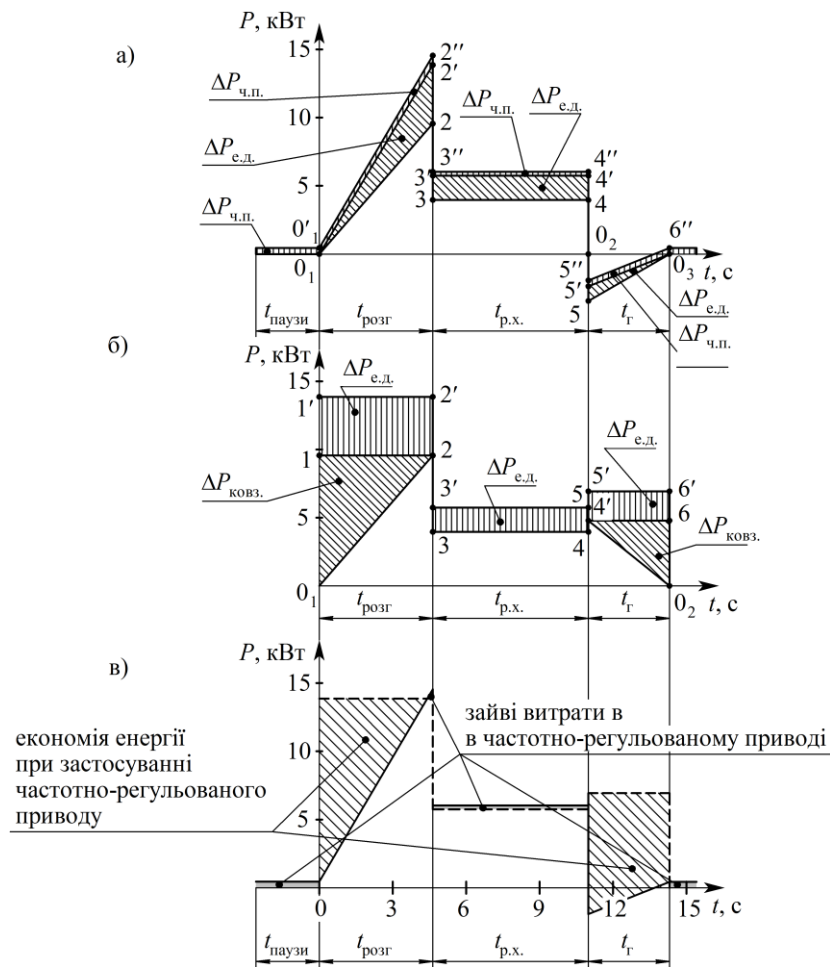


Рис. 3. Схема зміни потужності, що споживається з мережі і рекуперується під час гальмування в механізмі пересування візка мостового крану 32/5 т

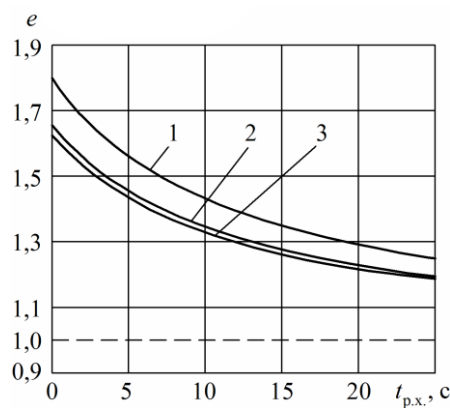


Рис. 4. Графіки співвідношення витрат енергії в механізмі пересування візка мостового крану: 1 – гальмування противключенням; 2 – гальмування механічним гальмом; 3 – гальмування обох приводів механічним гальмом

Список використаних джерел

1. Браславський, І.Я. Энергосберегающий асинхронный электропривод [Текст] / И.Я. Браславський, З.Ш. Ишматов, В.Н. Поляков. – М.: «Академия», 2004. – 256 с.
2. Ключев, В.И. Теория электропривода [Текст] / В.И. Ключев. – М.: Энергоатомиздат, 2001. – 704 с.
3. Браславський, І.Я. Об эффективности применения частотно-регулируемого электропривода в подъёмно-транспортных машинах [Текст] / И.Я. Браславський, З.Ш. Ишматов, Ю.В. Плотников // Проблемы автоматизации электропривода. Теория и практика. Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков, 2003. – №10. – Т.1. – С. 144-145.
4. Певзнер, Є.М. Электрооборудование грузоподъёмных кранов [Текст] / Є.М. Певзнер, Є.В. Попов, М.І. Аксьонов и др. – М.: Россельхозакадемия, 2009. – 360 с.
5. Андриющенко, О.А. Анализ энергетической эффективности электроприводов пассажирских лифтов [Текст] / О.А. Андриющенко, А.О. Бойко, О.Б. Бабийчук // Вісник НТУ «ХПИ». Випуск 28. «Проблеми АЕП. Теорія і практика», 2010. – С. 503-504.
6. Решетняк, С.Н. К вопросу о применении частотно-регулируемого привода шахтных подъёмных установок [Текст] / С.Н. Решетняк // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2005. – №5. – С. 230-232.
7. Grygorov, O.V. Realization of energy-saving control modes on cranes of great load-carrying capacity / O.V. Grygorov, Y.I. Zaytsev, V.P.Svirgun, V.V. Stryzhak // Revista Minelor – nr. 4/2010 – s.7-14.
8. Григоров, О.В. Энергоэкономия путем застосування раціонального керування асинхронних електроприводів ВПМ [Текст] / О.В. Григоров, В.П. Свіргун, В.В. Стрижак [та ін.] // Вісник НТУ "ХПИ" "Технології в машинобудуванні". – №49/2010.
9. Чиликин, М.Г. Общий курс электропривода [Текст]: учебник для вузов / М.Г. Чиликин, А.С. Сандлер. – 6-е изд., доп. и перераб. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
10. Блантер, С.Г. Электрооборудование нефтяной и газовой промышленности [Текст] / С.Г. Блантер, И.И. Суд. – 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Недра, 1980.

Григоров Отто Володимирович, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедру підйомно-транспортних машин і обладнання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».
Стрижак Всеволод Вікторович, старший викладач кафедри підйомно-транспортних машин і обладнання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».
Зюбанова Дар'я Михайлівна, аспірантка кафедри підйомно-транспортних машин і обладнання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».
Тел.: (057)-70-76-582, (097)-210-34-85.

Grigorov Otto, Ph.D., Professor, manager of department «Hoisting machinery and equipment» National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute".
Stryzhak Vsevolod, Senior Lecturer "Hoisting machinery and equipment» National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute".
Zyubanova Daria, postgraduate student "Hoisting machinery and equipment» National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute".
Phone: (057) -70-76-582 (097) -210-34-85.

УДК 621.43д

**ПОДХОДЫ К ОБОСНОВАНИЮ НОРМАТИВОВ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ДЛЯ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

Канд. техн. наук А.В. Дунаев

**ПІДХОДИ ДО ОБҐРУНТУВАННЯ НОРМАТИВІВ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ
ТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛІВ**

Канд. техн. наук А.В. Дунаєв

**APPROACHES TO A SUBSTANTIATION OF NORMS DIAGNOSTIC PARAMETERS FOR
TRACTOR DIESEL ENGINES**

Cand. of techn. sciences A.V. Dunaev

Изложено обоснование нормативов диагностических параметров по теории управления надежностью машин проф. Михлина В.М. В 80-х гг. такие исследования прекратились, нормативная документация израсходована и возникла необходимость обобщения реализованных подходов к широкому применению. Приведены общие приемы к обоснованию допускаемых значений топливно-энергетических показателей автотракторных дизелей, ресурсного параметра цилиндра-поршневой группы, давления масла, нормативы химмотологического, спектрального анализа масел.

Ключевые слова: диагностирование, параметр, норма.

Викладено обґрунтування нормативів діагностичних параметрів з теорії управління надійністю машин проф. Міхліна В.М. У 80-х рр. такі дослідження припинилися, нормативна документація витрачена і виникла необхідність узагальнення реалізованих підходів до широкого застосування. Наведено загальні прийоми до обґрунтування допустимих значень паливно-енергетичних показників автотракторних дизелів, ресурсного параметра циліндро-поршневої групи, тиску масла, нормативи хіммотологічний, спектрального аналізу масел.

Ключові слова: діагностування, параметр, норма.

Abstract: *The results of substantiation of norms of diagnostic parameters automotive internal combustion engine, according to the theory of reliability control of machines from Professor Mihlin V.M. Since the late 80's. these studies have stopped, normative documentation is spent, comes a new technique and it is necessary to generalize the previously realized approaches for wide application. So the methods for substantiation of permissible values of fuel and energy performance diesel engines, resource parameters of the cylinder-piston group (CPG), oil pressure, regulations "khimmotology" and spectral analysis of oils.*

Regulations state CPG engines justified flow crankcase and cylinder compression. A residual resource of the individual cylinders is determined by a simple original schedules for the petrol engine with a compression ratio of 8 - 12 and diesel engines with a compression ratio of 13.5 - 17 for the parameters of the residual and full vacuum, for compression.

Limit oil pressure at idle heated ice - 0,02 MPa. Instead of the norm of waste oils is proposed to determine the feasibility of repair CPG techno-economically, if the cost of its replacement commensurate with the losses from the increase of the oil, fuel and from the reduction of performance machine.

It is advisable to make broader use of organoleptic diagnostics, monitoring of oils "drop test", the opacity of exhaust gases in the acceleration diesel visually: without grains soot. And renovation of the declined territories performance of worn units compositions KARAT-5.

Keywords: *diagnosis, parameter, the rate.f*

1. Обоснование допускаемых значений топливно-энергетических показателей. На основании методик оптимизации допускаемых значений диагностических параметров проф.

Михлина В.М. [1, 2] для эффективной мощности дизелей (относительно номинальных величин) можно принимать:

$$N_{\text{едоп}} = (0,96-1,05)N_{\text{енорм}} \quad (1)$$

для новых и отремонтированных дизелей со свободным впуском и

$$N_{\text{едоп}} = (0,93-1,05)N_{\text{енорм}} \quad (2)$$

$$N_{\text{едоп}} = (0,92-1,05)N_{\text{енорм}} \quad (3)$$

для новых и отремонтированных дизелей с турбонаддувом.

Аналогичным образом для допускаемых значений удельного g_e и полного G_T расхода топлива автотракторных дизелей можно принимать [2]:

$$g_{\text{едоп}} = 1,065g_{\text{енорм}}, \quad (4)$$

$$G_{\text{Tдоп}} = 1,065g_{\text{енорм}} \cdot N_{\text{ефакт}} \text{ при } N_{\text{ефакт}} < N_{\text{енорм}}, \quad (5)$$

$$G_{\text{Tдоп}} = 1,065G_{\text{Tном}} \text{ при } N_{\text{ефакт}} \geq N_{\text{енорм}}. \quad (6)$$

2. Допускаемые значения параметров

ЦПГ дизелей:

А. По расходу картерных газов [2-7].

По данным SAE 70-х гг. принято, что номинальное значение расхода газов $Q_{\text{кг}}$, прорывающихся из камеры сгорания в

картерное пространство, должно быть не более 0,1 от рабочего объема ДВС:

$$Q_{\text{кг ном}} = 0,1Vh, \text{ л/с, или } Q_{\text{кг ном}} = 6,0Vh, \text{ л/мин, (7)}$$

Полученные нами данные эксплуатационных испытаний отечественных автотракторных дизелей (Д-21, Д-37, Д-50, Д-144, Д-65, Д-240, СМД-62, ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, КамАЗ-740) близки к этому:

$$Q_{\text{кг ном}} = 8 \cdot 10^{-7} (N_{\text{енорм}})^3 - 0,0004 (N_{\text{енорм}})^2 + 0,345 N_{\text{енорм}} + 3,4 \quad (8)$$

Отсюда значения $Q_{\text{кг доп}}$ аналогично [1] можно находить:

$$Q_{\text{кг доп}} = K_{\text{доп}} 6,0Vh, \text{ л/мин, (9)}$$

где $K_{\text{доп}}$ – множитель, учитывающий увеличение расхода газов до допускаемого значения [1, с. 166-174].

Б. По значениям компрессии в цилиндрах ДВС [2-7].

Использовано уравнение сжатия двухатомных газов [6, с. 97]:

$$P_k = P_a \cdot \varepsilon^{\eta^1} \cdot (1 - \Delta Q_v)^{\eta^1}, \text{ откуда} \quad (10)$$

$$P_{\text{к пред}} = 0,93 \cdot \varepsilon^{1,32} \cdot (1 - 0,50)^{1,32} \text{ для предельного значения компрессии,} \quad (11)$$

$$P_{\text{к доп}} = 0,97 \cdot \varepsilon^{1,32} \cdot (1 - 0,35)^{1,32} \text{ для допускаемого значения,} \quad (12)$$

$$P_{\text{к доп}} = 0,985 \cdot \varepsilon^{1,32} \cdot (1 - 0,05)^{1,32} \text{ для номинального значения,} \quad (13)$$

где P_a - давление конца такта впуска в камере сгорания (КС) (0,90-0,95 кгс/см²), η^1 – показатель политрпы сжатия на пусковых оборотах дизеля (1,32), ΔQ_v – доля утечек из

КС (по данным НАТИ предельное значение 50 %, допускаемое 35 %, а номинальное - 5 %). Результаты расчетов даны в табл. 1.

Таблица 1

Нормативные значения компрессии для автотракторных ДВС

Абсолютное давление на впуске, ата, кгс/см ²	Значения компрессии, кгс/см ² , в зависимости от степени сжатия							
	8	9,0	9,5	13,5	15	16	16,5	17
Минимальное (предельное) давление сжатия в цилиндрах								
0,93; утечки 50 %	6.22	7.27	7.81	12.42	14.27	15.54	16.18	16.83
Допускаемое давление сжатия в цилиндрах								
0,97; утечки 35 %	8,81	10,29	11,06	17,58	20,21	22,00	22,92	23,83
Максимальное (номинальное) давление сжатия в цилиндрах								
0,985; утечки 5 %	14,54	16,99	18,25	29,01	33,35	36,31	37,82	39,32
Двигатели	ДВС ВАЗ и другие бензиновые			транспортные дизели	СМД-60/ 62	Д-240, Д-245, Д-260	ЯМЗ, Д-144	КамАЗ-740

В. Остаточный ресурс отдельных цилиндров автотракторных ДВС предлагается [2, 4] определять по графикам (рис. 1).

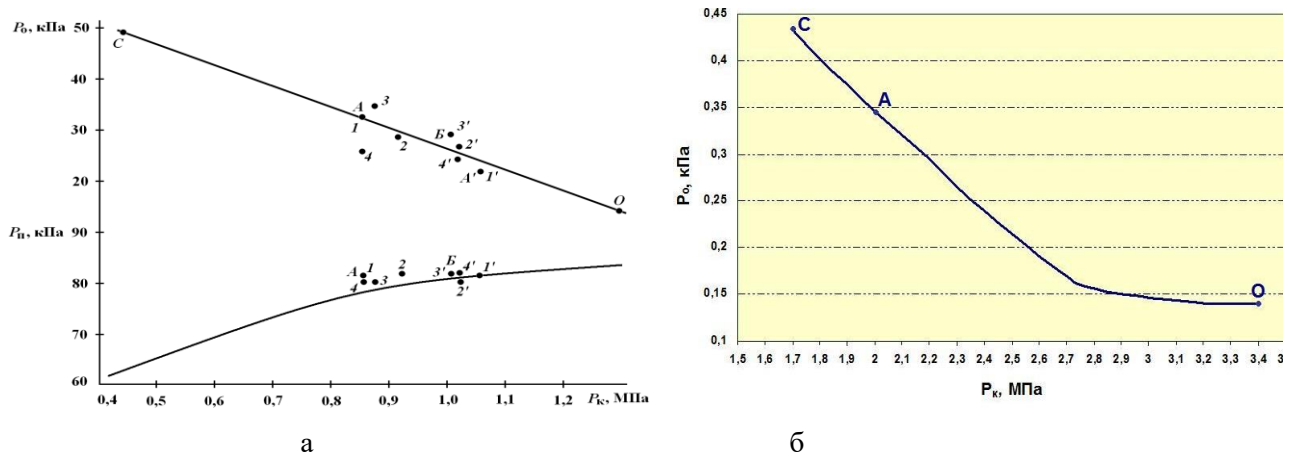


Рис. 1. Графики определения остаточного ресурса цилиндров:
 а – бензиновых ДВС со степенью сжатия 8 – 12 и б – дизелей со степенью сжатия 13,5 – 17
 по параметрам: P_0 и P_n вакуум в цилиндрах остаточный и полный, кПа;
 P_k – компрессия в цилиндрах, МПа

Остаточный ресурс каждого цилиндра оценивается по формуле:

$$T_{ост} = T_{контр}(L_{АС}/L_{ОА}), \quad (14)$$

где $T_{контр}$ - наработка ДВС на момент контроля (мото-ч, тыс. км пробега); $L_{АС}$ - длина линии, например, на рис. 1,а от точки А момента диагностирования до точки С предельного состояния ЦПГ, а $L_{ОА}$ - длина линии от точки О номинального состояния до точки А или Б момента диагностирования ЦПГ.

Г. Величины расхода моторного масла на угар g_m предлагается нормировать по технико-экономическому принципу для типовых условий использования ДВС. Исходное положение: суммарные затраты от перерасхода масла (свыше 0,5 % от расхода топлива) с потерями от перерасхода топлива и снижения мощности ДВС в межремонтном периоде должны быть не более суммарных затрат на замену ЦПГ. Иными словами: ремонтировать ЦПГ тогда, когда стоимость ремонта соразмерна потерям от перерасхода масла, топлива и снижения производительности машины за сезон её работы [2].

3. Предельное значение давления моторного масла. Это давление в главной масляной магистрали прогретых автотракторных дизелей на минимальной частоте вращения холостого хода по данным к.т.н. Бельских В.И. – 0,2 кгс/см² (0,02 МПа) [8].

4. Нормативные показатели смазочных масел. Их предлагается принимать по данным табл. 2 и 3 [9-11].

Простые средства контроля ресурсных параметров ДВС приведены в табл. 4.

Из методов диагностирования агрегатов машин в рядовых предприятиях целесообразно развивать органолептические, в т.ч. экспресс-контроль масел по «капельной пробе» [2, 13], а дымность ОГ контролировать визуально: при свободном разгоне коленчатого вала дизеля она не должна быть чрезмерной, без крупинок сажи и при работе дизеля на холостом ходу – не заметной. А для восстановления работоспособности изношенных агрегатов целесообразно шире использовать ремонтно-восстановительные составы КАРАТ-М, КАРАТ-5 [14, 15], широко апробированных с 2005 г. в России и в Китае.

Таблица 2

Нормативы химмотологических параметров масел

Параметры масел	Дизельные				Трансмиссионные		
	Ном	Доп	Пред	ПЛ	Ном	Доп	Пред
Температура вспышки, °С	>205	>185	>170	170	По паспорту	90 % от пасп.	80 % от пасп.
Содержание воды, %	следы	<0,15	< 0,3	0,5	следы	<0,3	<0,5
Моюще-диспергирующие свойства, баллы	0	<3	<6	-	1-2	3-4	<6
Вязкость при 100 °С, в % от паспортных значений	По паспорту	80-120	75-135	75-135	По паспорту	90-130	80-150

То же определено и для гидравлических масел.

Примечания: **Ном** – номинальные значения для свежих масел, **Доп** – допускаемые на межконтрольный период, **Пред** – браковочные для безусловной смены масла, **ПЛ** - предельные - по корпорации Лубризол

Таблица 3

Нормативы спектрального анализа масел для автотракторной техники [12]

Параметры масел	Нормативные значения параметров масел, ppm:							
	Дизельные				Трансмиссионные			
	Ном	Доп	Пред	ПЛ	Ном	Доп	Пред	ПЛ
Содержание металлов: Fe (200)*	3-5	50	65	100	3-5	150	200	500
Cr (30)*	0,3	3,5	5,5	25	0,5	5-10	25	10
Al (200)*	2	15	25	30	3	5	15	100
Si (200)*	3-5	20	25	20	3	35	50	40
Pb (200)*	0,5	5	15	40	-	-	-	300
Cu (200)*	-	10-15	20-25	50	-	30	50	300
Sn (30)*	-	1,5	2,0	25	-	1	2	20
Ni (30)*	-	1,5	1,8	10	-	15	25	20
Mo** (30)	-	1,5*	2,0*	-	-	5	15	-

Примечание: * пределы измерения установкой МФС-7; ** для масел без молибдена

Таблица 4

Средства контроля ресурсных параметров автотракторных ДВС [2]

№	Средства	Шифр, марка	Объект контроля
1	Анализатор герметичности цилиндров двигателя*	КИ-5973-ГОСНИТИ	Сопряжения гильза-кольца-поршень, клапан-гнездо отдельных цилиндров
2	Индикатор расхода газов*	КИ-17999-ГОСНИТИ	ЦПГ при работе ДВС (интегральная оценка)
3	Прибор для контроля ЦПГ	ПТ-1 или SMC-new	Сопряжения гильза-кольца-поршень, клапан-гнездо, при продувке сжатым воздухом
4	Компрессиметр*	КИ-28125-ГОСНИТИ	Цилиндры при прокрутке ДВС пусковым устройством
5	Устройства контроля низкого давления*	КИ-28132-ГОСНИТИ	Системы смазки, топливоподачи, пневмосистема и наддув воздуха
6	Механотестер топливной аппаратуры	МТА (МГАУ)	Форсунки, нагнетательные клапаны секций ТНВД

Список использованных источников

1. Михлин, В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники [Текст] / В.М. Михлин. – М.: Колос, 1984. – 336 с.
2. Дунаев, А.В. Развитие диагностирования машин. Тракторы и автомобили [Текст] / А.В. Дунаев // Lambert Academic Publishing. 2013. – 308 p.
3. Выбор методов и средств диагностирования цилиндро-поршневой группы автотракторных двигателей внутреннего сгорания [Текст] // РВМ. – 2012. – № 8. – С. 10-14.
4. Экспресс-оценка остаточного ресурса ЦПГ двигателей внутреннего сгорания [Текст] // Техника в сельском хозяйстве. – 2008. – № 6. – С. 34-37.
5. Скибневский, К.Ю., Технология диагностирования колесных тракторов [Текст] / К.Ю. Скибневский, А.В. Дунаев. – 2-е изд. – М.: ОТЭИ ГОСНИТИ, 1981. – 140 с.
6. Терских, И.П. Диагностика технического состояния тракторов [Текст]: учеб. пособие / И.П. Терских. – Иркутск: ИСХИ, 1976. – 158 с.
7. Терских, И.П. Обзор методов и средств диагностирования цилиндро-поршневой группы двигателей внутреннего сгорания [Текст] / И.П. Терских, В.А. Раков. – Иркутск: ИСХИ, 1986. – 96 с.
8. Бельских, В.И. Техническая диагностика тракторов [Текст] / В.И. Бельских. – М.: Колос, 1973. – 373 с.
9. Дунаев, А.В. Технология экспресс-контроля моторного масла автотракторных двигателей внутреннего сгорания [Текст] / А.В. Дунаев // Горный журнал. – 2008. – № 9. – С. 118-119.
10. Дунаев, А.В. Эксплуатационный контроль масел при диагностировании дизелей самосвалов БелАЗ [Текст] / А.В. Дунаев, Б. Нарантуя // Горный журнал. – 2007. – № 9. – С. 73-78.
11. Дунаев, А.В. Опыт использования моторных масел в автотракторных ДВС [Текст] / А.В. Дунаев // РВМ. – 2012. – № 7. – С. 21-24.
12. Дунаев, А.В. Опыт нормирования и контроля качества моторных масел с использованием установки МФС-7М [Текст] / А.В. Дунаев // Горный журнал. – 2008. – № 2. – С. 69-73.
13. Дунаев, А.В. Диагностирование двигателей внутреннего сгорания и планирование их ремонта на основании качественных признаков технического состояния [Текст] / А.В. Дунаев // Труды ГОСНИТИ. – М.: ГОСНИТИ, 2012. – Т. 112, ч. 1. – С. 172-177.
14. Нетрадиционная триботехника для безремонтного восстановления соприражений трения узлов и агрегатов [Текст] // Горный журнал. – 2013. – № 3. – С. 85-87.
15. Дунаев, А.В. Нетрадиционная триботехника. Модификация поверхностей трения [Текст] / А.В. Дунаев // Lambert Academic Publishing. 2013. 270 p.

Рецензент д-р техн. наук, профессор М.П. Ремарчук

Дунаев А.В., канд. техн. наук, старш.наук.співроб., завідуючий лабораторією триботехніки Федерального державного бюджетного наукового закладу «Всероссийский научно-исследовательский технологический институт ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка», м. Москва. Тел. +7 (499) 174-81-71; E-mail:dunaev135@mail.ru.

Dunaev A.V., candidate of technical Sciences, senior research fellow, head. lab. tri-botekhnika Federal State Budgetary Institution “The All-Russian Research Institute for the Agricultural Machines and Harvesters Engineering Technology and Servi-ces». Moscow. Phone +7 (499) 174-81-71; E-mail:dunaev135@mail.ru.

УДК 621.87

ОДНОКІВШЕВИЙ ЕКСКАВАТОР З ПРОСТОРОВО-ОРІЄНТОВАНОЮ СТІЛОЮ

Канд. техн. наук Д.О. Міщук,
Є.В. Горбатюк, О.А. Тетерятник

ОДНОКОВШОВЫЙ ЭКСКАВАТОР С ПРОСТРАНСТВЕННО-ОРИЕНТИРОВАННОЙ СТРЕЛОЙ

Канд. техн. наук Д.А. Мищук,
Е.В. Горбатюк, А.А. Тетерятник

SINGLE-BUCKET EXCAVATOR WITH THE SPATIALLY-ORIENTED JIB

Cand. of techn. sciences D.A. Mischuk, E.V. Gorbatyuk, O.A. Teterjatnik

У статті представлено конструкцію одноківшевого екскаватора з просторово-орієнтованою стрілою для виконання аварійно-рятувальних робіт. Наведено методику та представлено результати визначення статичної стійкості даної машини за різних просторових орієнтацій робочого органа. На основі проведеного дослідження запропонована конструкція рухомої протизваги екскаватора.

Ключові слова: екскаватор для розбору завалів, просторово-орієнтована стріла, стійкість екскаватора.

В статті предложена конструкция одноковшового экскаватора с пространственно-ориентированной стрелой для выполнения аварийно-спасательных работ. Приведена методика и представлены результаты определения статической устойчивости данной машины при различных пространственных ориентациях рабочего органа. На основе проведенного исследования предложена конструкция подвижного противовеса экскаватора.

Ключевые слова: экскаватор для разбора завалов, пространственно-ориентированная стрела, устойчивость экскаватора.

For the effective perform rescue operations require special high-performance machinery for fast parsing blockages. This machine must work in cramped conditions and to be universal. For such purposes, the article suggests to use work equipment single-bucket excavator in the form of spatially oriented jib. Using this machine will increase the effectiveness of the rescue works.

In the article the study of the stability of the excavator jib spatially-oriented based on transition matrices. Result is useful for the development of the program safe operation of rescue machine. The paper also proposed scheme movable counterweight excavator from pantograph.

Key words: excavator for parsing blockages, space-oriented jib, excavator stability.

Постановка проблеми. Аварії, природні та техногенні катастрофи призводять до людських втрат [1]. Оперативність реагування на такі складні ситуації та виконання аварійно-рятувальних робіт підвищує вірогідність порятунку людей [2]. Тому існує необхідність наявності спеціальної високопродуктивної техніки, яка б дозволяла максимально швидко проводити розбирання завалів.

До виконання аварійно-рятувальних робіт залучаються спеціальні машини такі як ИМР-2М, УМЗР-1 та цивільна техніка [3-5].

Одноківшевий екскаватор є однією з основних машин, що використовується для розбирання завалів при виконанні рятувальних та відновлювальних робіт [6]. При ліквідації завалів простих і середніх типів використовують одноківшеві екскаватори з навісним обладнанням у вигляді гідромолотів, гідрозубил, дискових пил, зубів-розпушників, гідросколочувачів, грейферних ковшів для кускових та сипучих матеріалів. Перед розбиранням складних завалів виконують розрізання (сколювання) довгомірних

залізобетонних конструкцій гідросколочачами чи дисковими пилами, які встановлюють на екскаваторах або замість відвалів інженерних машин розгороджування, з наступним транспортуванням конструкцій шляхопрокладачами чи машинами-захватами [7].

При роботі однокішшевого екскаватора значна кількість часу витрачається на його

перебазування в місці розбору завалу [8]. Такі операції пов'язані з обмеженістю його робочої зони [9]. Для підвищення продуктивності виконання рятувальних робіт однокішшевим екскаватором пропонується удосконалити його робоче обладнання за рахунок використання просторово-орієнтованої стрілової системи (рис. 1).

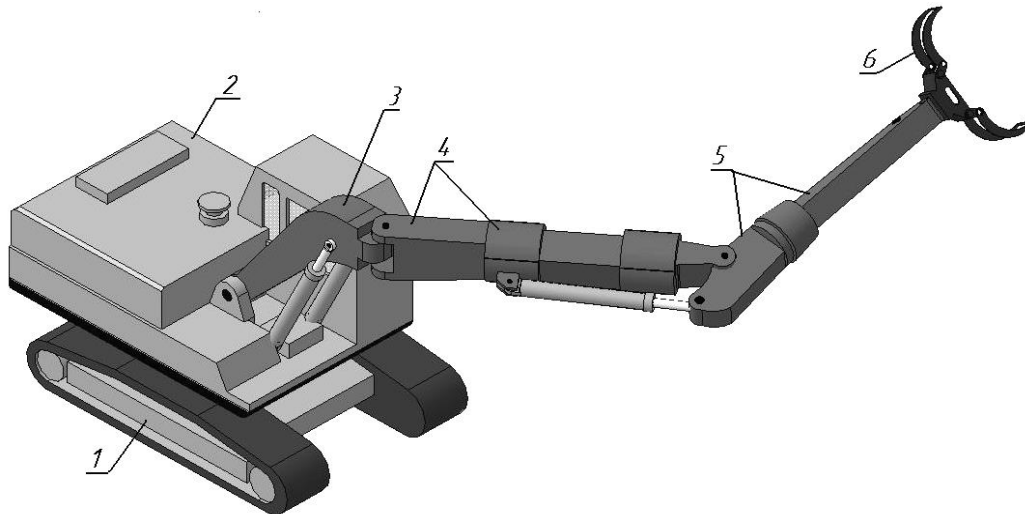


Рис. 1. Прототип однокішшевого екскаватора з просторово-орієнтованою стрілою

Запропонована конструкція стрілової системи екскаватора дає можливість маніпулювати робочим органом в стиснених умовах завалів зруйнованих споруд, зменшуючи небезпеку знаходження рятувальників в цих умовах. Окрім цього підвищується продуктивність виконання рятувальних робіт з одного місця стоянки машини. Проте застосування подібного робочого обладнання потребує перерахунку та дослідження забезпечення стійкості машини в процесі роботи.

Мета роботи полягає у дослідженні статичної стійкості однокішшевого екскаватора з просторово орієнтованою стрілою та створення засобів забезпечення його стійкості.

Виклад основного матеріалу. Для проведення дослідження статичної стійкості екскаватора з просторово-орієнтованою стрілою представлено його кінематичну схему (рис. 2).

До основних частин екскаватора належать (рис. 1): ходова частина 1, поворотна

платформа 2, стріла 3, збірна консоль 4, збірна рукоять 5 то робочий орган 6 у вигляді захватного пристрою. Даний екскаватор має шість ступенів рухомості робочого органа. Із них п'ять ступенів рухомості (Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5) відповідають за переміщення захватного пристрою в просторі та одна координата (Q_6) – за його орієнтацію. На рис. 2. прийнято, що B – база екскаватора, а K – його колія. Колія і база екскаватора утворюють його опорний контур відносно якого повинна забезпечуватися статична стійкість даної системи.

Зв'яжемо з опорним контуром екскаватора нерухому систему координат XYZ , причому приймемо умову, що вісь Z повинна співпадати з віссю повороту поворотної платформи. Прийнято положення, що центри мас ланок екскаватора знаходяться в їхніх геометричних центрах. Для визначення координат центрів ваги кожної із ланок маніпулятора в нерухомій системі координат, використаємо матричний метод опису даної кінематичної схеми [10].

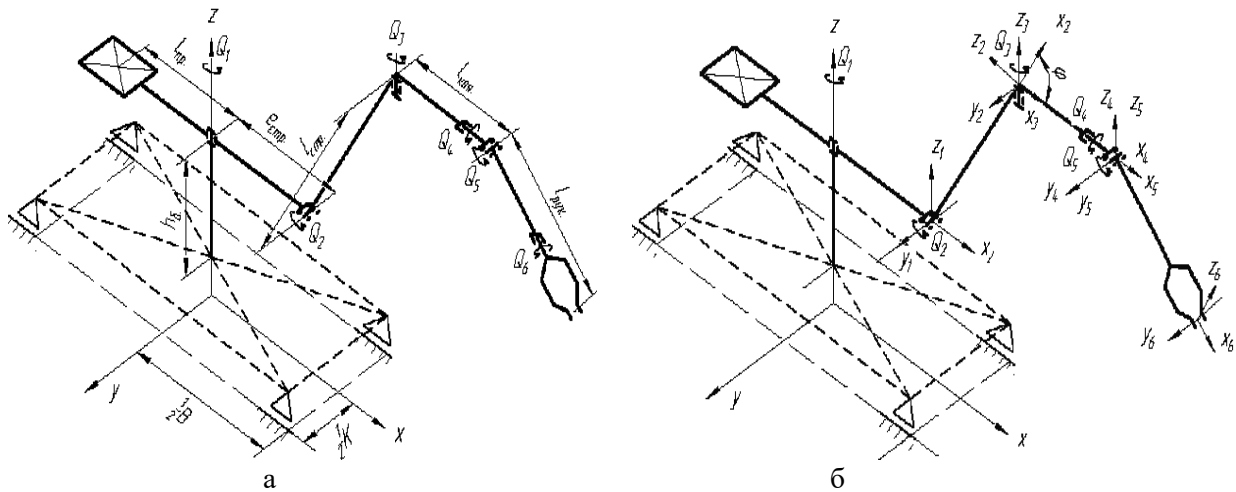


Рис. 2. Кінематична схема екскаватора з просторово-орієнтованою стрілою (а) та схема переносу систем координат (б)

Так як координата Q_6 не впливає на положення стріли екскаватора, тож нею знехтуємо. На рис. 2, б представлено схему переносу системи координат. Переміщення нерухомої системи координат, для зручності, почато з точки обертання поворотної платформи. Для переміщення в систему $X_1Y_1Z_1$, необхідно здійснити поворот на кут Q_1 навколо осі Z , піднятися по осі Y на величину h_b та переміститися по осі X на розмір e_{cmp} . (рис. 2). З системи координат $X_1Y_1Z_1$ для переміщення в систему $X_2Y_2Z_2$ необхідно здійснити поворот навколо осі Y_1 на кут Q_2 та переміститися по осі

X_1 на розмір l_{cmp} . Для переведення в систему $X_3Y_3Z_3$ виконується поворот на кут φ навколо осі Y_2 . Далі для переходу в систему $X_4Y_4Z_4$ здійснюється поворот навколо осі Z_3 на кут Q_3 та переміщення вздовж осі X_3 на величину $l_{кон.}$. Наступний етап – це поворот навколо осі X_4 на кут Q_4 . Після повороту навколо осі Y_5 на кут Q_5 та переміщення вздовж осі X_5 на розмір $l_{гук}$ потрапляємо в систему координат $X_6Y_6Z_6$.

В матричній формі описані перетворення будуть такі:

$$C_1 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & h_b \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos(Q_1) & -\sin(Q_1) & 0 & 0 \\ \sin(Q_1) & \cos(Q_1) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & e_{cmp.} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

$$C_2 = \begin{pmatrix} \cos(-Q_2) & 0 & \sin(-Q_2) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin(-Q_2) & 0 & \cos(-Q_2) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & l_{cmp.} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

$$C_3 = \begin{pmatrix} \cos(\varphi) & 0 & \sin(\varphi) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin(\varphi) & 0 & \cos(\varphi) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, C_4 = \begin{pmatrix} \cos(Q_3) & -\sin(Q_3) & 0 & 0 \\ \sin(Q_3) & \cos(Q_3) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & l_{кон.} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

$$C_5 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(Q_4) & -\sin(Q_4) & 0 \\ 0 & \sin(Q_4) & \cos(Q_4) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, C_6 = \begin{pmatrix} \cos(Q_5) & 0 & \sin(Q_5) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin(Q_5) & 0 & \cos(Q_5) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & l_{рук.} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Для переходу з нерухомої системи координат стрілової системи екскаватора, яка пов'язана з його опорним контуром в рухому систему координат, яка пов'язана із захватом, необхідно здійснити матричне перетворення:

$$T_{0-6} = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 C_6. \quad (1)$$

Результатом виконання виразу (1) буде матриця 4×4 , в якій останній стовпець визначатиме положення захватного пристрою в нерухомій системі XYZ.

Для визначення координат центрів мас ланок створено додаткові матриці переходу:

- для стріли $A_2 = \begin{pmatrix} \cos(-Q_2) & 0 & \sin(-Q_2) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin(-Q_2) & 0 & \cos(-Q_2) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & \frac{l_{стр.}}{2} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$

- для консолі $A_4 = \begin{pmatrix} \cos(Q_3) & -\sin(Q_3) & 0 & 0 \\ \sin(Q_3) & \cos(Q_3) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & \frac{l_{кон.}}{2} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$

- для рукояті $A_6 = \begin{pmatrix} \cos(Q_5) & 0 & \sin(Q_5) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin(Q_5) & 0 & \cos(Q_5) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & \frac{l_{рук.}}{2} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$

Відповідно, матриці переходу від рухомої системи координат центрів мас ланок до нерухомих координат: для стріли – $T_{0-1} = C_1 A_2$; для консолі – $T_{0-2} = C_1 C_2 C_3 A_4$; для рукояті – $T_{0-3} = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 A_6$.

Досліджено статичну стійкість екскаватора при його роботі на горизонтальній поверхні. Перекидний момент для такого випадку буде визначатися як сума добутків

ваги ланок та координат центрів їх ваги в нерухомій системі координат (пов'язаній з опорним контуром), враховуючи вантаж та захватний пристрій.

Перекидний момент екскаватора створюють стріла ($m_{стр.}$), консоль ($m_{кон.}$), рукоять ($m_{рук.}$) та вантаж із захватним пристроєм ($m_{ван.}$).

Перекидні моменти по координатам X та Y:

$$M_x = m_{стр.} g \cdot (x_{стр.} - \frac{1}{2}B) + m_{кон.} g \cdot (x_{кон.} - \frac{1}{2}B) + m_{рук.} g \cdot (x_{рук.} - \frac{1}{2}B) + m_{ван.} g \cdot (x_{ван.} - \frac{1}{2}B). \quad (2)$$

$$M_y = m_{стр} g \cdot (y_{стр} - \frac{1}{2} K) + m_{кон} g \cdot (y_{кон} - \frac{1}{2} K) + m_{рук} g \cdot (y_{рук} - \frac{1}{2} K) + m_{ван} g \cdot (y_{ван} - \frac{1}{2} K), \quad (3)$$

де $x_{стр}$, $x_{кон}$, $x_{рук}$, $x_{ван}$, $y_{стр}$, $y_{кон}$, $y_{рук}$ та $y_{ван}$ – координати центрів мас ланок та вантажу в нерухомій системі координат, що відповідають відповідно першому та другому елементам четвертого стовпця матриць T_{0-1} , T_{0-2} , T_{0-3} та T_{0-6} .

Для бази однокішцевого екскаватора Doosan Daewoo Solar 175LC-V з розробленою просторово-орієнтованою стріловою системою, досліджено характер зміни статичних перекидних моментів, що у вигляді графіків представлено на рис. 3 при переміщенні вантажу 4 т.

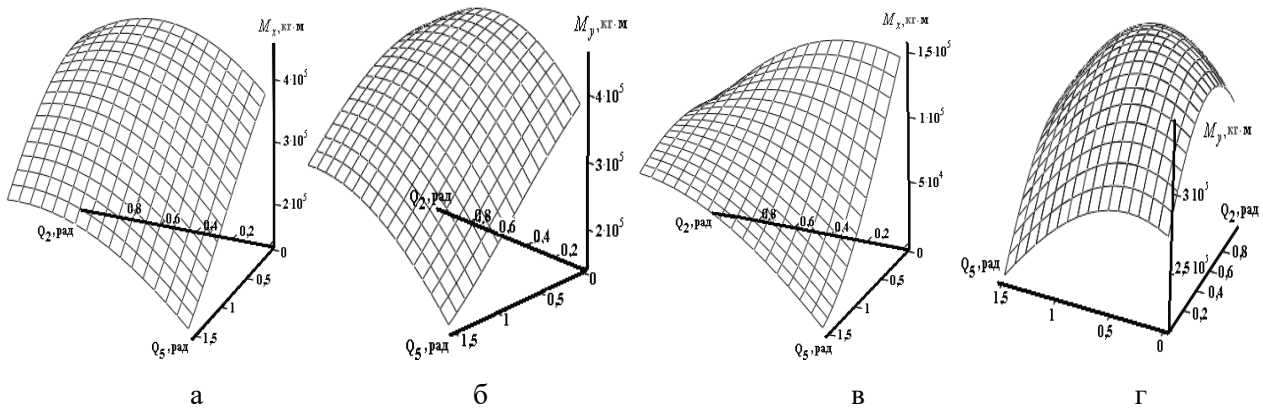


Рис. 3. Величини перекидних моментів в залежності від зміни кутів повороту Q_2 та Q_5 :

- а – $Q_1 = Q_2 = Q_3 = 0$; б – $Q_1 = 90^\circ, Q_2 = Q_3 = 0$; в – $Q_1 = Q_3 = 0, Q_2 = 80^\circ$;
- г – $Q_1 = 40^\circ, Q_2 = 10^\circ, Q_3 = 50^\circ$

Основною характеристикою стійкості екскаватора є коефіцієнт стійкості:

$$K_{cm_x(y)} = \frac{M_{упр_x(y)}}{M_{x(y)}}, \quad (4)$$

де $K_{cm_x(y)}$ – коефіцієнти повздовжньої та поперечної стійкості машини, $M_{упр_x(y)}$ – утримуючі моменти:

$$M_{упр_x} = m_b g \cdot B + m_{пр} g \cdot (l_k \cos(Q_1) + \frac{B}{2}),$$

$$M_{упр_y} = m_b g \cdot K + m_{пр} g \cdot (l_k \sin(Q_1) + \frac{K}{2}), \quad (5)$$

де m_b , $m_{пр}$ – маси відповідно неповоротної та поворотної частин екскаватора, l_k – координата центра маси поворотної частини.

Використовуючи залежності (2) – (5) оперативно визначається коефіцієнт стійкості

машини та є основою для створення програми попередження перевертання екскаватора. У випадках втрати стійкості екскаватора запропоновано модернізувати його додатковою рухомою противагою (рис. 4).

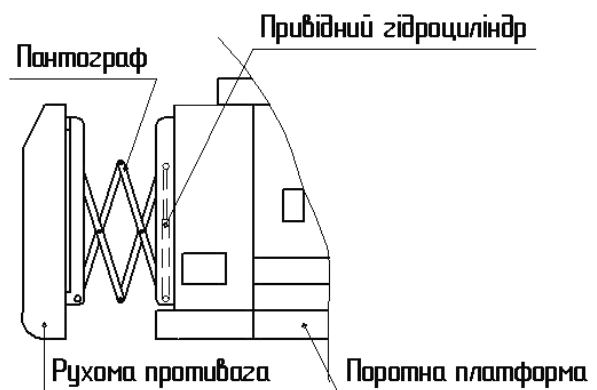


Рис. 4. Схема рухомої противаги на основі пантографу

Висновки з дослідження і перспективи, подальший розвиток у даному напрямку. В ході дослідження було встановлено, що існуючі вітчизняні машини для виконання аварійно-рятувальних робіт мають недоліки в ефективності виконання робіт. Було запропоновано екскаватор з просторово-орієнтованою стріловою системою, який дозволяє підвищити ефективність розбору завалів зруйнованих будівель і на сучасному етапі для виконання комплексних аварійно-рятувальних робіт доцільно комплектувати

серійні однокішшеві гусеничні екскаватори відповідним робочим обладнанням.

Представлена методика оперативного визначення коефіцієнта стійкості машини дозволяє розробити відповідні системи для забезпечення безпечного виконання рятувальних робіт.

Напрямок подальшої роботи передбачається розробка ефективної системи керування екскаватора на основі матриць переходу та дослідження динамічної стійкості.

Список використаних джерел

1. Хмара, Л.А. Використання будівельної техніки для виконання рятувальних та відновлювальних робіт при ліквідації наслідків стихійних лих та аварій [Текст] / Л.А. Хмара, С.В. Шатов // Будівництво України. – 2008. – № 5 – С. 34-39.
2. Хмара, Л.А. Технология ведения спасательных работ землеройно-манипуляторным оборудованием многоцелевого назначения [Текст] / Л.А. Хмара, С.В. Шатов // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. — 2008. – № 71. – С. 24-29.
3. Хмара, Л.А. Технология і організація розбирання завалів зруйнованих будівель та споруд [Текст] / Л.А. Хмара, С.В. Шатов // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2010. – №76. – С. 83-93.
4. Одинцов, Л.Г. Технология и технические средства ведения поисково-спасательных и аварийно-спасательных работ [Текст]: справочное пособие / Л.Г. Одинцов, В.В. Парамонов. – М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2004. – 232 с.
5. Ветров, Ю.А. Машины для специальных земляных работ [Текст]: учеб. пособие для вузов / Ю.А. Ветров, В.Л. Баладинский. – К.: Вища школа, 1980. – 192 с.
6. Воляннюк, В.О. Напрямки розвитку закордонної будівельної техніки для земляних робіт [Текст] / В.О. Воляннюк // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: Всеукр. зб. наук. праць. – К.: КНУБА, 2006. – Вип. 67. – С. 54-58.
7. Добронравов, С.С. Строительные машины и основы автоматизации [Текст] / С.С. Добронравов, В.Г. Дронов. – М.: Высшая школа, 2001. – 575 с.
8. Баладінський, В.Л. Будівельна техніка [Текст] / В.Л. Баладінський, І.І. Назаренко, О.Г. Оніщенко. – К.; Полтава: КНУБА – ПНТУ, 2002 – 463 с.
9. Домбровский, Н.Г. Строительные машины [Текст] / Н.Г. Домбровский, Ю.Л. Картвелтшвили, М.Н. Гальпенин. – М.: Машиностроение, 1976. – 391 с.
10. Спину, Г.А. Промышленные роботы. Конструирование и применение [Текст]: учеб. пособие / Г.А. Спину. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища школа, 1991. – 311 с.

Рецензент д-р техн. наук, професор Ю.Д. Абрашкевич

Міщук Дмитро Олександрович, канд. техн. наук, кафедра будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури, E-mail: tdmid@ukr.net.

Горбатюк Євген Володимирович, канд. техн. наук, доцент, кафедра будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури.

Тетерятник Олександр Анатолійович, кафедра будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури.

Mishchuk Dmitry Alexandrovich, Ph.D., department of construction machinery, Kyiv National University of Construction and Architecture, e-mail: tdmid@ukr.net.

Gorbatyuk Evgeniy Volodimirovich, Ph.D., associate professor, department of construction machinery, Kyiv National University of Construction and Architecture.

Teterjatnik Alexander Anatolijovich, department of construction machinery, Kyiv National University of Construction and Architecture.

УДК 621.879.4

ВДОСКОНАЛЕННЯ ТРАНШЕЙНОГО ЕКСКАВАТОРА З БЕЗКІВШОВИМ РОТОРНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

Кандидати техн. наук В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТРАНШЕЙНОГО ЭКСКАВАТОРА С БЕСКОВШОВЫМ РОТОРНЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

Кандидаты техн. наук В.Д. Мусийко, А.Б. Коваль

IMPROVEMENT OF THE TRENCH EXCAVATOR WITH BUCKETLESS ROTARY IMPLEMENT

Cand. of techn. sciences V.D. Musiiko, A.B. Koval

У статті розглянуто проблеми застосування бесківшових роторних робочих органів на траншейних екскаваторах безперервної дії. Розглянуті технічні пропозиції по збільшенню виносної здатності бесківшових роторів за рахунок нанесення шорсткості на робочі поверхні ротора. Наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень ефективності запропонованих технічних рішень. Їх реалізація дозволила підвищити продуктивність машини на 25...30 %.

Ключові слова: ґрунт, копання, траншея, траншейний екскаватор, бесківшовий ротор, шорсткість, енергомісткість.

В статье рассмотрены проблемы применения бесковшовых роторных рабочих органов на траншейных экскаваторах непрерывного действия. Рассмотрены технические предложения по увеличению выносной способности бесковшовых роторов за счет нанесения шероховатости на рабочие поверхности ротора. Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований эффективности предложенных технических решений. Их реализация позволила повысить производительность машины на 25...30 %.

Ключевые слова: грунт, копанье, траншея, траншейный экскаватор, бесковшовый ротор, шероховатость, энергоемкость.

The paper studies problems of bucketless rotary implements usage with continuously operating trench excavators. The advantage of the bucketless rotors is an increased productivity that is achieved by transportation of the excavated soil from work face in solid stream and not in batches. However, by-passing of the soil occurs in the rotor. In order to decrease the magnitude of such by-passing and increase the carry-over ability of the rotor it is proposed to create undulations on the working surface of the rotor. This leads to the substitution of the friction between soil and the metal surface of the rotor by the friction between it and the soil located on these surfaces which improves the carry-over ability of the rotor. This improvement ensures a decrease of the energy consumption of the soil excavation to 0,225...0,200 kW·h/m³. Theoretical and experimental research of the suggested technical solution efficiency have allowed to determine design and linkage parameters of the bucketless implement and put it into practice in the construction design of the excavator ТМК-3 and ЕТР-140. Productivity increase of the machine in comparison with the initial implement's design is 25...30 %.

Key words: soil; excavation; trench, trench excavator, bucketless rotor, undulations; energy consumption

Вступ. Сучасний цивілізований світ не можливо уявити без розвинутої системи комунікацій, в тому числі підземних трубних та кабельних, спорудження яких пов'язано з

копанням траншей різного профілю та протяжності в ґрунті. Виконання таких робіт можливо лише з використанням високопродуктивних землерійних машин,

насамперед траншейних екскаваторів безперервної дії. Зважаючи на існуючі в Україні проблеми будівництва та ремонту підземних трубопроводів різного призначення та діаметра, оптоволоконних ліній зв'язку, а останнім часом і траншей для фортифікаційного обладнання позицій військ, питання створення високоефективних конструкцій траншейних екскаваторів є своєчасним та актуальним.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими завданнями. Одним з перспективних напрямів створення високоефективних траншейних екскаваторів є встановлення на них роторних робочих органів безківшового типу. Перевагою цих машин є їх підвищена продуктивність, що досягається за рахунок транспортування ротором розробленого ґрунту з забою суцільним потоком, а не окремими порціями.

Роторні робочі органи безківшового типу, транспортуючи ґрунт з забою у відвал за рахунок його тертя по робочим поверхням ротора, працюють в інших умовах, по іншому принципу взаємодіють з ґрунтом ніж ківшові різних типів, відвальні, або скребкові. Це не дає можливості в повній мірі використовувати при проектуванні землерийних машин, оснащених такими робочими органами, результатів досліджень інших типів робочих органів та відомих методик їх розрахунку.

До сих пір є не зрозумілим механізм формування зон ущільнення ґрунту та сил тертя у внутрішніх кільцевих порожнинах ротора, чим забезпечується переміщення (винос) розробленого ґрунту з забою до розвантажувальних вузлів. Не чітким є уявлення про фізичну суть процесу виносу ґрунту з забою. Це створює серйозні труднощі об'єктивного характеру при розв'язанні питання розробки технічних рішень по підвищенню виносної здатності безківшових роторів. До сьогоднішнього дня відсутні конкретні, однозначні рекомендації по вибору раціонального способу примусового розвантаження безківшових роторних робочих органів, а також конструкції розвантажувального вузла. Відсутня об'єктивно виважена оцінка ступеню впливу способу розвантаження та конструкції розвантажувального вузла робочого органа на ефективність роботи та продуктивність машини в цілому.

Викладені вище не вирішені питання конструювання та розрахунків безківшових роторів, суттєво утруднюють проектування та виготовлення землерийних машин з такими робочими органами, створюють деяку недовіру до них.

Дана робота відповідає напряму та завданням Державної науково-технічної програми «Нафта і газ України до 2015 року» (постанова Кабінету Міністрів України № 125 від 17.02.1995 року).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Виконані експериментальні дослідження транспортуючої здатності безківшових роторних робочих органів [1, 2, 3, 4] показали, що ґрунт виноситься ними з траншеї за рахунок ущільнення та тертя по поверхням внутрішніх кільцевих порожнин ротора. При цьому має місце деяке постійне проковзування ґрунту в роторі та перемішування, що свідчить про зменшення продуктивності його по виносній здатності. Цим пояснюється пропозиція І.Л. Ципурського [2] про введення при розрахунках безківшових роторів поняття коефіцієнта виносної здатності ротора k_e як відношення об'єму ґрунту, що фактично виноситься з забою за один оберт $Q_{m.в.}$ до теоретично розрахованого об'єму $Q_{т.в.}$. Як слідує з експериментів, чисельне значення цього коефіцієнта знаходиться в межах 0,55...0,66, що підтверджує наявність значного проковзування ґрунту в роторі, а значить і занижену його виносну здатність.

В роботах [5, 6] дано теоретичне обґрунтування вибору швидкості подачі робочого органа при заданій швидкості різання ґрунту, що забезпечує роботу ротора без заштибування. Суть вибору полягає в порівнянні продуктивностей ротора по забою, що визначається через параметри траншеї та швидкість подачі ротора та по виносу ґрунту, що визначається як продуктивність скребкового конвеєра. Такий підхід до рішення питання вибору швидкостей різання ґрунту та подачі робочого органа на забій важко вважати достовірним та переконливим тому, що винос ґрунту з забою не можна вподібнювати роботі скребкового конвеєра, так як переважна частина розробленого ґрунту виноситься з забою за рахунок тільки сил тертя по поверхням ротора.

Відомі результати досліджень раціональних режимів роботи безківшових

роторних робочих органів з метою визначення шляхів оптимізації потоків потужності, що затрачується на привід ротора та на переміщення машини в цілому [7, 8]. Ці дослідження фрагментарні і потребують подальшого уточнення та більш широкого узагальнення.

Окремо слід відмітити відсутність конкретних однозначних рекомендацій по вибору раціонального способу розвантаження безківшових роторних робочих органів, а також конструкції розвантажувального вузла, оцінки впливу способу розвантаження ротора та конструкції його розвантажувального вузла на ефективність роботи та продуктивність машини в цілому.

З приведеного аналізу видно, що до цього часу роторні безківшові робочі органи не досліджені всебічно, особливо в питаннях виносу ґрунту із забою.

Мета дослідження – підвищення ефективності роботи та продуктивності траншейних екскаваторів за рахунок підвищення виносної здатності безківшових роторних робочих органів та вибору раціональних режимів їх роботи.

Основна частина. Безківшові роторні робочі органи траншейних екскаваторів транспортують розроблений ґрунт з забою

суцільним потоком, а не окремими порціями та мають примусове розвантаження ґрунту на обидва боки від спорудженої траншеї. Вони здатні розробляти ґрунт в широкому діапазоні швидкостей різання, іншими словами, для них практично не існує обмежень продуктивності по виносній здатності, чого не можна сказати про жоден з відомих типів конструкції робочих органів траншейних екскаваторів. Використання безківшових роторів забезпечує можливість практично повної реалізації потужності двигуна як завгодно потужного базового тягача на копання ґрунту.

Безківшові ротори розробляють ґрунт різцями, що встановлені на поперечних до центрального диска ротора траверсах-різцетримачах. Транспортування ґрунту з забою, в основному, здійснюється у внутрішніх кільцевих порожнинах ротора, обмежених боковими поверхнями центрального диска, поверхнями траверс, обернених до центра обертання ротора та зовнішніми поверхнями двох кільцевих барабанів, встановлених по обидві сторони центрального диска ротора, рис. 1. Зона ротора, обмежена конструкціями траверс та різців розміщених по периферії центрального диска, називається зовнішньою кільцевою порожниною ротора.

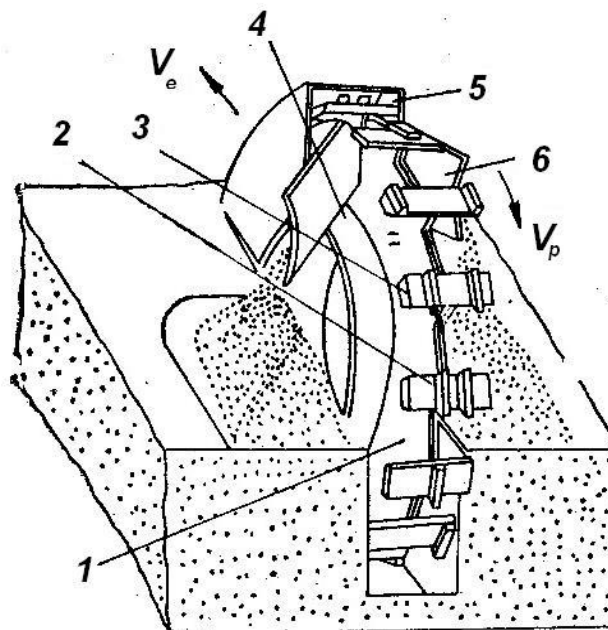


Рис. 1. Модель безківшового ротора траншейного екскаватора:
1 – центральний диск, 2 – траверса, 3 – ріжучий елемент, 4 – кільцевий барабан,
5 – кожух, 6 – розвантажувальні скребки

Експериментальні дослідження робочих процесів безківшових роторних робочих органів показали, що в сталих режимах роботи розрізнені зони ущільненого ґрунту у внутрішніх кільцевих порожнинах ротора відсутні. Має місце суцільна зона ущільнення, котра в сталому режимі роботи, обмежена радіусом ротора, відхиленого від вертикалі, що проходить через центр його обертання на кут $15^\circ \dots 20^\circ$ в сторону зачисного башмака з однієї сторони та денною поверхнею забою з іншої. Ґрунт з забою транспортується ротором без видимих пульсацій внаслідок тертя його по поверхням робочого органа. Характер виносу ґрунту, зі зміною кінематичних характеристик робочого процесу ротора, не міняється – змінюється тільки щільність його у внутрішній кільцевій порожнині ротора. Зрізаний різцями ґрунт поступає в ротор практично не переміщуючись з ґрунтом, що поступив туди раніше, а ущільнюючись з деяким проковзуванням, відносно поверхонь робочого органа, виноситься з траншеї. Загальна енергомідкість роботи відомих конструкцій безківшових робочих органів (екскаватори ЕТР – 134, 137, БТМ – 4) в експлуатаційних умовах змінюється в межах $0,320 \dots 0,225$ кВт·год/м³. Встановлено, що нанесення шорсткості на робочі поверхні ротора [9, 10], рис. 2, (фактична заміна тертя ґрунту по металевим поверхням ротора на тертя його по ґрунту що зосереджується на цих поверхнях), забезпечить розробку ґрунту з енергомідкістю розробки $0,225 \dots 0,200$ кВт·год/м³ в широкому діапазоні зміни продуктивності траншейного екскаватора.

Енергомідкість копання ґрунту безківшовим роторним робочим органом в значній мірі залежить від співвідношення швидкостей різання ґрунту та подачі робочого органа на забій (кінематичного показника його роботи). Так при зміні кінематичного показника в межах від 8 до 17 загальна енергомідкість роботи ротора збільшується на 35...40% в тому числі: різання ґрунту на 30...34%, виносу його з забою на 25...32%.

При роботі безківшового ротора, коли величина кінематичного коефіцієнта коливається в межах 6...10, – енергомідкість роботи розробки ґрунту – мінімальна.

Проведеними дослідженнями встановлено значний вплив величини кута установки площин траверс по відношенню до радіуса

ротора на його виносну здатність. Так збільшення кута установки від 15° до $20^\circ \dots 25^\circ$ забезпечує суттєвий ефект при розробці сипучих ґрунтів на швидкостях різання, що забезпечують гравітаційне розвантаження ґрунту з зовнішньої кільцевої порожнини ротора.

Теоретичні та експериментальні дослідження ефективності запропонованих технічних рішень дозволили визначати конструктивні та кінематичні параметри робочого органа безківшового типу та реалізувати його в конструкціях екскаваторів ТМК – 3 та ЕТР – 140. Це дозволило підвищити продуктивність машин, порівняно з вихідним варіантом конструкції їх робочих органів, в середньому на 25...30% при рівних інших умовах.

Однак слід відмітити, що при одноступеневому примусовому розвантаженні безківшового ротора ґрунтознімачами, введеними в його внутрішні кільцеві порожнини та встановленими в задній частині робочого органа, має місце перенос розробленого ґрунту знову в траншею, тому що з зовнішньої кільцевої порожнини ротора (зони установки різців) він практично не розвантажувється.

Встановлено, що найбільша ефективність роботи машин досягається, коли коефіцієнт перфорації зовнішньої кільцевої порожнини ротора знаходиться в межах $0,22 \dots 0,25$, сектор розвантаження ґрунту з зовнішньої кільцевої порожнини ротора у внутрішню не менше 70° , кут нахилу передньої грані кожної траверс-різцетримача до радіуса ротора в межах $50 \dots 55^\circ$, кут нахилу площини траверс до радіуса ротора $20 \dots 25^\circ$.

Висновки. Виконанні дослідження дозволили обґрунтувати та розробити технічні пропозиції:

– по збільшенню виносної здатності безківшових роторних робочих органів за рахунок нанесення шорсткості на робочі поверхні ротора та зміни форми внутрішніх кільцевих порожнин ротора;

– по забезпеченню вибору раціональних параметрів установки траверс ротора та швидкостей різання ґрунту і подачі робочого органа на забій, а також їх співвідношення.

Підвищення виносної здатності робочого органа, дозволило знизити енергомідкість розробки ґрунту траншейними екскаваторами

до 0,225...0,200 кВт·год/м³, суттєво підвищити продуктивність роботи траншейних екскаваторів.

Подальші дослідження перспективно проводити в напрямку оптимізації процесу розвантаження безківшових роторних робочих органів.

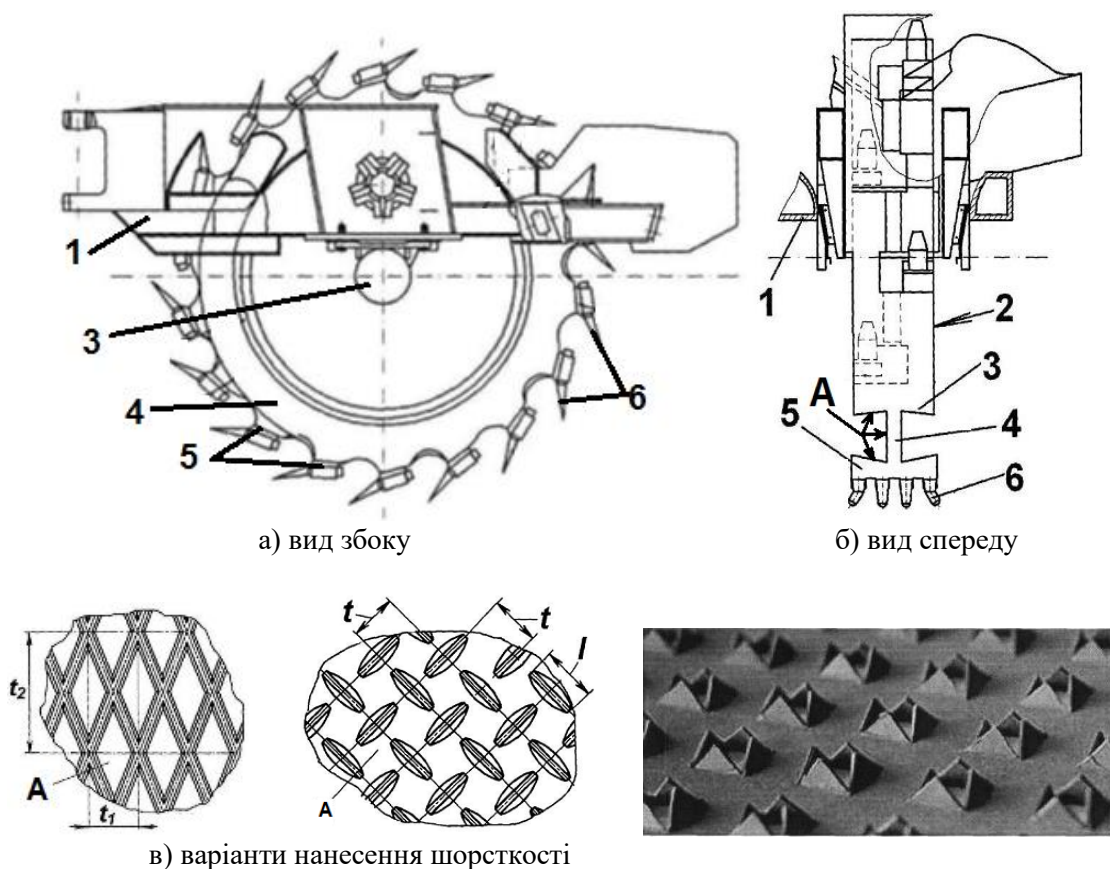


Рис. 2. Конструкція безківшового роторного робочого органа та варіанти нанесення шорсткості на робочі поверхні ротора:

- 1 – рама робочого органа; 2 – безківшовий ротор; 3 – маточина ротора;
4 – центральний диск; 5 – траверса; 6 – ріжучий елемент

Список використаних джерел

1. Маевский, А.Г. О некоторых особенностях выноса грунта из забоя бесковшовым ротором траншеекопателя [Текст] / А.Г. Маевский, В.Д. Мусийко, Ф.С. Альхадж, В.Ф. Маслов // Горные, строительные и дорожные машины. – К.: Техника, 1985. – № 38. – С. 31-34.
2. Ципурский, И.Л. Анализ выносной способности рабочего органа фрезерно-роторного траншеекопателя [Текст] / И.Л. Ципурский // Исследования экскаваторов. – М.: Машиностроение, 1968. – № 59. – С. 37-46.
3. Кирилов, Ф.Ф. Предельные режимы работы диско-фрезерных машин по заштыбованию [Текст] / Ф.Ф. Кирилов, Б.И. Южанов // Материалы научно-технической конференции ТТУ. – Томск: ТИСИ, 1972. – С. 176-177.
4. Румянцев, В.А. Исследование способов разработки мерзлых грунтов дискофрезерными рабочими органами [Текст] / В.А. Румянцев // Строительные и дорожные машины. – М., 1980. – № 4. – С. 24-26.
5. Румянцев, В.А. Траншейные экскаваторы [Текст] / В.А. Румянцев. – М.: Машиностроение, 1980. – 102 с.

6. Трянин, В.П. Исследования бесковшового роторного рабочего органа с принудительной разгрузкой [Текст] / В.П. Трянин, В.А. Румянцев, И.З. Фиглин // Строительные и дорожные машины. М., 1978. – № 10. – С.7-8.

7. Кокуров, Д.В. Результаты исследований фрезерно-роторного рабочего органа траншейного экскаватора на физической модели [Текст] / Д.В. Кокуров // Теоретические и практические проблемы выживания земной цивилизации. – Иркутск: ИрГТУ, 2004. – С.70-76.

8. Кокуров, Д.В. Определение рациональных режимов работы траншейных экскаваторов с фрезерно-роторным рабочим органом [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук: спец. 05.05.04 "Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины" / Кокуров Дмитрий Владимирович; СибАДИ. – Омск, 2004. – 17 с.

9. Робочий орган роторного экскаватора [Текст]: патент на винахід 99049 Україна, МПК(2006.01) E02F 3/18, 3/22, 5/08 / Дмитриченко М.Ф., Мусійко В.Д., Білякович М.О., Кузьмінець М.П., Клименко Ю.М.; власник Національний транспортний університет. – № а 2011 03428; заявл. 26.09.2011; опубл. 10.07.2012, Бюл. № 13.

10. Робочий орган роторного траншейного экскаватора [Текст]: патент на винахід 100321 Україна, МПК(2006.01) E02F 3/18, 3/22, 5/08 / Дмитриченко М.Ф., Мусійко В.Д., Білякович М.О., Кузьмінець М.П., Клименко Ю.М., Поліщук О.В.; власник Національний транспортний університет; – № а 2011 07863; заявл. 26.06.2011; опубл. 10.12.2012, Бюл. № 23.

Рецензент д-р техн. наук, професор М.П. Кузьмінець

Мусійко Володимир Данилович, професор, канд. техн. наук, професор кафедри дорожних машин Національного транспортного університету. Тел. (044) 2809773, e-mail: musvd@i.ua.

Коваль Андрій Борисович, канд. техн. наук, доцент кафедри дорожних машин Національного транспортного університету. Тел. (044)2809773, e-mail: kandr@i.ua.

Musiiko Volodimir D., Associate Professor, Ph.D. in Technical Science, Professor department of Road machines National Transport University, tel. +380442809773, e-mail: musvd@i.ua.

Koval Andriy B., Ph.D. in Technical Science, Associate Professor department of Road machines National Transport University, tel. +380442809773, e-mail: kandr @i.ua.

УДК 622.73:61.926:678:026

ОБОСНОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ САМОФУТЕРОВКИ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БАРАБАННЫХ МЕЛЬНИЦ

Кандидаты техн. наук В.А. Настоящий, Е.Ф. Чижик, А.А. Тихий

ОБГРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ САМОФУТЕРУВАННЯ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ БАРАБАННИХ МЛИНІВ

Кандидати техн. наук В.А. Настоящий, Є.Ф. Чижик, А.А. Тихий

RATIONALE FOR THE USE OF SELF-LINING WORKING SURFACE THAT INCREASES THE MILL DRUM

Cand. of techn. sciences V. Nastoyashchiy, associate professor E.Chizyk, A.Tihiy

В работе с использованием моделирования связности, базирующемся на топологических операциях объединения и разъединения твердых тел, в качестве которых рассматриваются мелющие шары и футеровочные плиты. При этом допускается преобразование связности, совместно с конфигурацией при размещении, деформируемость одного из тел, их объединение и разъединение. Решается задача определения параметров самофутерующихся плит рабочих

поверхностей барабанных мельниц, обеспечивающих повышение производительности мельниц при сохранении срока службы.

Ключевые слова: барабанная мельница, резиновая футеровка, внутренняя загрузка мельницы

В роботі з використанням моделювання зв'язності, яке базується на топологічних операціях об'єднання і роз'єднання твердих тіл, в якості яких розглядалися подрібнюючі кулі і футерувальні плити. При цьому допускалось перетворення зв'язності, сумісність конфігурації при розміщенні, деформованість одного з тіл, їх об'єднання та роз'єднання, вирішується задача визначення параметрів робочих поверхонь плит, барабанных млинів плит, що самофутеруються, для забезпечення підвищення продуктивності млинів при збереженні термінів служби.

Ключові слова: барабанний млин, гумова футерівка, внутрішнє завантаження млина

The most important operation in the technology of preparation of mineral raw materials for the production of construction materials on the enterprises of the construction industry is grinding, mainly carried out in the drum mills. An important place in the context of increasing productivity while reducing energy mills takes protective lining working surface. One of the factors designed to enhance performance and service life of mill liners is a character interaction processing load of the working surface of the lining and the drum mill in which the contact zone formed in the layer of crushed material or specially placed metal balls. To this end, members of the lining constructively carried out with special recesses or niches. In the work carried out theoretical studies on the characterization of lining plates, provide reliable jamming balls. For this purpose we used simulation of connectivity based on topological operations of union and separation of solids, which were considered as the grinding balls and lining plates, while allowing the transformation of the connection, the joint configuration for the location, the deformability of one of the bodies, their union and separation. As a result, provides guidance on determining the parameters of the working surfaces of the plates self- lining tumbling mills, mills that boost productivity while maintaining durability.

Keywords: drum mill, rubber lining, internal loading of the mill

Вступление. Важнейшей операцией в технологии подготовки минерального сырья для производства конструкционных материалов на предприятиях строительной индустрии - измельчение, преимущественно осуществляемое в барабанных мельницах. Одной из основных тенденций развития их конструкций является повышение мощности единичных агрегатов. В настоящее время в эксплуатации находятся мельницы с мощностью привода 2500 кВт и более. Важное место в контексте повышения производительности мельниц при снижении энергозатрат занимает защитная футеровка рабочих поверхностей. В последнее время наиболее востребованными износостойкими материалами футеровок промышленных мельниц являются металлы и резины.

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными и практическими заданиями. Одним из факторов, призванных повысить производительность мельниц и срок службы футеровки является самофутеровка. Однако процесс создания эффективных резиновых

футеровок для барабанных мельниц требует выполнения теоретических и экспериментальных исследований по определению оптимальных параметров самофутерующихся плит.

Анализ последних исследований и публикаций. Под самофутеровкой обычно понимается такой характер взаимодействия технологической загрузки и футеровки рабочей поверхности барабанной мельницы, при котором в зоне контакта образовывался слой измельченного материала или специально размещались металлические шары, благодаря которым футеровка была защищена от интенсивного износа и ударных нагрузок. С этой целью элементы футеровки конструктивно выполнялись со специальными углублениями или нишами; в эти углубления и ниши забивались шары или куски руды, которые, собственно говоря, и являлись защитным слоем [1, с.52-53],[2, с.114-117], [3, с. 151-152].

Экспериментально с участием авторов [4, с. 159-160] [5, с. 113-114] установлено, что в мельницах с резиновой футеровкой использование шаров диаметром 40 мм для

самофутеровки позволяет на 10-15 % увеличить производительность (по сравнению с металлической футеровкой) без снижения срока службы футеровки.

При применении в шаровых мельницах резиновых плит с нишами, в последние при вращении барабана забивались шары, в практике это, как правило, шары диаметром 40 мм. Верхний шар удерживался в нише при условии, что не менее $2/3$ его объема находилось в резиновом массиве. Более крупные шары диаметром 60 мм и более скользили по резиновой футеровке и при вдавливании или ударных нагрузках могли создавать дополнительные напряжения в резине. В дальнейшем, когда изношенный шар покидал нишу, оставалось полупространство футеровки с ослабленным материалом за счет большой концентрации напряжений на кромках ниши.

Цели и задачи исследований.

Определение условий обеспечения надежной самофутеровки рабочих поверхностей является актуальной задачей.

Основная часть исследования.

Рассмотрим математическую модель взаимодействия металлических шаров с резиновой футеровкой. Основой такого моделирования является преобразование связности, базирующееся на топологических операциях объединения и разъединения твердых тел [6, с.15-22], [7, с.103-107] [8, с.107-111]. Преобразованию связности можно придать конкретное выражение, если операции объединения и разъединения выполнять над силами и перемещениями твердых тел, что в конечном итоге приведет к преобразованию их деформирования и жесткостных характеристик. Объединить и разъединить два тела в принципе означает построение новой конфигурации, геометрия которой определяется не только геометрией составляющих элементов, но и требованиями, накладываемыми на операцию объединения и разъединения. Т.е. при объединении тел A и B (например, шар и футеровка) будет получен объект AB , который имеет более сложную структуру, чем составляющие его тела. Границей этого объекта являются: в случае деформации тела B некоторая площадка; если тело B не

деформируется, то границей будет либо точка, либо окружность.

Рассмотрим геометрическую сторону движений – топологию евклидового пространства и пространственное размещение тел, наделенных топологической структурой, допускающей преобразование связности, совместность конфигурации при размещении, деформируемость одного из тел, их объединение и разъединение. При этом под движением и деформированием твердых тел будем понимать некий процесс, протекающий в пространстве и времени, т.е. в каждый момент времени возникает ситуация, определяющая расположение и конфигурацию тел в пространстве E_3 . Пространство E_3 – это аффинное пространство A_3 над V_3 , где V_3 – евклидово векторное пространство трех измерений [9], [10]

При размещении топологических объектов в пространстве E_3 обычно вводятся некоторые ограничения, сужающие область действия операций объединения – разъединения твердых тел. В рассматриваемом случае, например, металлические шары могут контактировать между собой только точками, а контакт шара и деформируемой резиновой футеровки будет в виде некоторой плоскости. При этом весьма важным для дальнейших расчетов напряженно-деформированного состояния резины является именно форма контакта: с металлической футеровкой контакт шара будет в точке или по окружности, а с резиновой футеровкой контакт будет либо в виде эллипса при взаимодействии шара с плоскостью, либо в виде кольцевой площадки в случае контакта шар-ниша.

Пусть имеются два тела: шар радиусом R и упруго-вязкое полупространство с углом α и глубиной h (рис. 1). В системе координат x, y, z эти тела можно описать следующими неравенствами:

$$z = h; \quad z = \operatorname{ctg} \alpha \sqrt{x^2 + y^2}; \quad (1)$$

$$x^2 + y^2 + (z - H)^2 \leq R^2. \quad (2)$$

Рассмотрим частные примеры взаимодействия двух тел металлического шара, как недеформируемого тела, и футеровки.

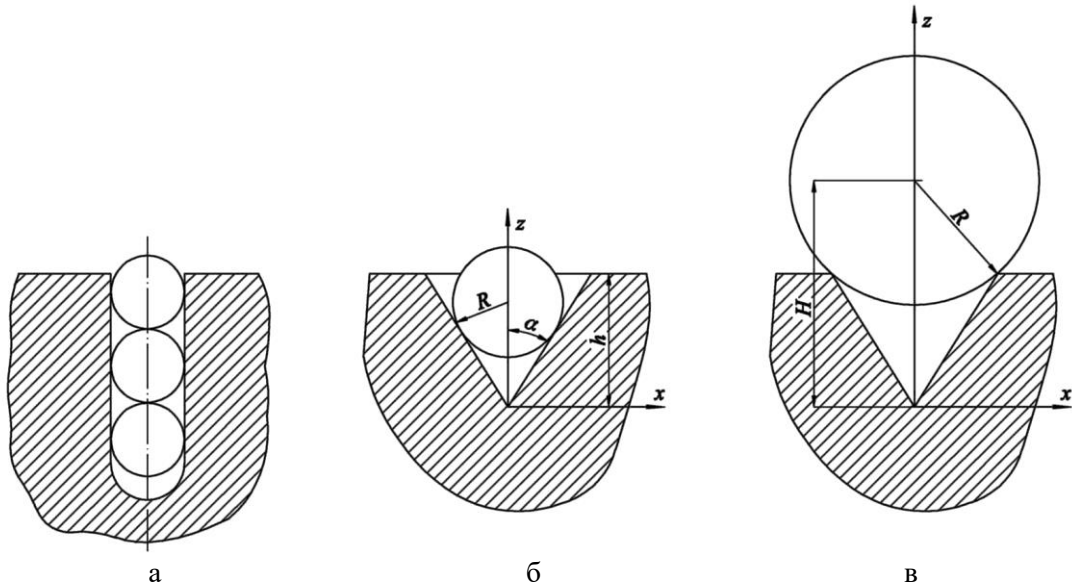


Рис. 1. Контакт шара с углублением (сечение полупространства плоскостью $y = 0$)

Пример 1. Взаимодействие шара и металлической недеформируемой футеровки. Если диаметр шара меньше максимального размера ниши, т.е. $R \leq h \operatorname{tg} \alpha \operatorname{sec} \alpha$, то условием совместности рассматриваемых тел будет неравенство $H \geq R \operatorname{cosec} \alpha$. При $\alpha = \frac{\pi}{2}$ $H \geq R$ и, следовательно, $H \geq R \operatorname{cosec} \alpha$.

Для рассматриваемого взаимодействия можно записать

$$\begin{cases} z = \operatorname{ctg} \alpha \sqrt{x^2 + y^2}; \\ x^2 + y^2 + (z - R \operatorname{cosec} \alpha)^2 = R^2. \end{cases} \quad (3)$$

Отсюда можно найти линию контакта – уравнение окружности радиусом $R \operatorname{cosec} \alpha$.

Пример 2. Взаимодействие металлического шара и резиновой футеровки. В этом случае под действием технологической загрузки шар внедряется в упруго-вязкое полупространство, которое деформируется на определенную величину, зависящую от величины давления и физико-механических характеристик резины. Здесь возможны два варианта. В первом контактом является окружность радиусом $R \operatorname{cosec} \alpha$; во втором – это площадка шириной Δ и радиусом $R_1 \operatorname{cosec} \alpha_1$, где

R_1 , α_1 соответствуют степени деформации резины.

Пример 3. Если радиус шара намного больше максимального радиуса полупространства, т.е. $R \geq h \operatorname{tg} \alpha \operatorname{sec} \alpha$, то условием совместности тел служит неравенство $H \geq h + \sqrt{R^2 - h^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}$. В этом случае контактом является кромка конического углубления

$$\begin{cases} x^2 + y^2 = h^2 \operatorname{tg}^2 \alpha; \\ z = h. \end{cases}$$

Для металлической футеровки это будет окружность, для резиновой – некоторая кольцевая площадка.

Выводы с исследований и перспективы, дальнейшее развитие в данном направлении. Выявленные условия обеспечения надежной самофутеровки рабочих поверхностей могут быть использованы в дальнейшем при определении напряженно-деформированного состояния резиновой футеровки от ударных нагрузок и вдавливания, а также при выборе геометрических размеров ниш.

Список использованных источников

1. Крюков, Д.К. Футеровки шаровых мельниц [Текст] / Д.К. Крюков. – М.: Машиностроение, 1965. – 175 с.
2. Маляров, П.В. Основы интенсификации процессов рудоподготовки [Текст] / П.В. Маляров. – Ростов-на-Дону: «Ростиздат», 2004. – 320 с.
3. Защитные футеровки и покрытия горно-обогатительного оборудования [Текст] / А.А. Тарасенко, Е.Ф. Чижик, А.А. Взоров, В.А. Настоящий. – М.: Недра, 1985. – 204 с.
4. Рабочие поверхности и футеровки барабанных и вибрационных мельниц [Текст] / В.П. Франчук, В.А. Настоящий, А.Е. Маркелов, Е.Ф. Чижик. – Кременчук-Комсомольськ: Елвіта, 2008. – 382 с.
5. Чижик, Е.Ф. Резиновые футеровки барабанных мельниц [Текст] / Е.Ф. Чижик. — Днепропетровск, 2004. – 259 с.
6. Трусделл, К. Первоначальный курс рациональной механики сплошных сред [Текст] / К. Трусделл. – М.: Мир, 1975. – 595 с.
7. Гнучий, Ю.Б. Геометрическое представление внутренних связей в телах. Сообщение 1 [Текст] / Ю.Б. Гнучий // Проблемы прочности. – 1990. – № 4. – С. 103-107.
8. Гнучий, Ю.Б. Геометрическое представление внутренних связей в телах. Сообщение 2 [Текст] / Ю.Б. Гнучий // Проблемы прочности. – 1990. – № 4. – С. 107-111.
9. Берже, М. Геометрия [Текст] / М. Берже. – М.: Мир, 1984. – Т. 1. – 560 с.
10. Берже, М. Геометрия [Текст] / М. Берже. – М.: Мир, 1984. – Т. 2. – 368 с.

Рецензент д-р техн. наук, профессор В.А. Пашинський

Настоящий Владислав Анатолійович, канд. техн. наук, професор, завідувач кафедри будівельних, дорожніх машин і будівництва, Кіровоградський національний технічний університет, Україна, пр-кт. Університетський 8, м. Кіровоград, Україна, 25030. тел. +38-052-390-471.

Чижик Євген Федорович, канд. техн. наук, старший науковий співробітник. Директор НП "МеханобрПолімет", Дніпропетровськ, площа Героїв Майдану 1. Україна, 25030. тел. +38-052-390-471.

Тихий Андрій Анатолійович, канд. техн. наук, кафедра будівельних, дорожніх машин і будівництва, Кіровоградський національний технічний університет, Україна, пр-кт. Університетський 8, м. Кіровоград, Україна, 25030. тел. +38-052-390-471.

V.Nastoyashchiy, cand. of techn. sciences, professor department of, "building, road machines and construction"; Kirovograd national technical university; Kirovograd, Ukraine, University Avenue 8, 25030, vlad.real52@mail.ru phone 0522-390-471.

E.Chizyk, associate professor, cand. of techn. sciences, senior staff scientist, director, SE "MehanicPolimet", Dnepropetrovsk, Area of heroes 1. Ukraine. тел. +38-052-390-471.

A.Tihiy, cand. of techn. sciences, department of, "building, road machines and construction"; Kirovograd national technical university; Kirovograd, Ukraine, University Avenue 8, 25030, phone 0522-390-471, 0989373366

УДК 621.87:62-567

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРУЖИННО-ШАРИКОВОГО БУФЕРНОГО УСТРОЙСТВА НА ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ МОСТОВОГО КРАНА

Д-р техн. наук В.Ф. Семенюк, старш. преп. В.Н. Лингур

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖИННО-КУЛЬКОВОГО БУФЕРНОГО ПРИСТРОЮ НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ МОСТОВОГО КРАНУ

Д-р техн. наук В.Ф. Семенюк, старш. викл. В.М. Лінгур

INFLUENCE OF PARAMETERS SPRING-BALL BUFFER DEVICES ON DYNAMIC LOADS OF BRIDGE CRANES

Doctor of science V.F. Semenyuk, Senior lecturer V.N. Lingur

Установлены параметры буферного устройства пружинно-шарикового типа и проведена оценка влияния этих параметров на динамические нагрузки в мостовых кранах. Предложена методика расчета динамических нагрузок при наезде мостового крана на буферное устройство пружинно-шарикового типа.

Ключевые слова: шариковый передаточный механизм, комплект шариков, сила сопротивления буфера, жесткость буфера.

Встановлені параметри буферного пристрою пружинно-кулькового типу і проведена оцінка впливу цих параметрів на динамічні навантаження в мостових кранах. Запропоновано методику розрахунку динамічних навантажень при наїзді мостового крана на буферний пристрій пружинно-кулькового типу.

Ключові слова: кульковий передавальний механізм, комплект кульок, зусилля опору буфера, жорсткість буфера.

Improving the design of bridge cranes is associated with the increase the safety of their operation. Actual task is to study the of dynamic loads arising at collision of cranes with an obstacle in the form of a crane or other buffer stops the possibility of using buffer devices to ensure safety of works. In the capacity of safety devices for impact action bridge cranes usually used springs or rubber buffer devices. They have large dimensions and a great return. An alternative is the use of a spring-ball buffer device. Force of resistance device depends on the number of sets of balls. A special feature of the buffer is to transfer power flux and displacement its elements in the direction perpendicular to the input power. Proposed a method for calculating the dynamic loads which arise at hitting the bridge crane to a buffer device. The Technique of connects the power of the crane with the parameters of the buffer device. The influence of the speed of the crane on the nature of the transfer of power flow. The influence of the number of sets of balls on the stiffness value of the buffer. The dependence between the strength of the resistance of the buffer and the amount balls of the top row. Found the parameters under which buffer provides complete absorption of the kinetic energy of the bridge crane.

Keywords: ball transmission mechanism, ball set, resistance force of the buffer, stiffness of the buffer.

Постановка проблеми. Одним из основных направлений совершенствования современных конструкций мостовых кранов является повышение безопасности их эксплуатации. Работа мостовых кранов достаточно часто определяется тем, что кроме подъемно-транспортных они непосредственно включены и в технологические операции. В

процессе выполнения таких операций краны подвержены различным видам нагрузок: статическим от веса поднимаемого груза и собственного веса; динамическим, возникающим при пуско-тормозных режимах; ударным, возникающим от соударений движущихся элементов крана с оборудованием или другими кранами, и технологическим,

определяемыми характером специальных технологических операций, выполняемых краном [10].

Данная работа посвящена изучению динамических нагрузок возникающих при соударении мостовых кранов с препятствием в виде другого крана или тупикового упора, установленного в конце подкранового пути.

Такие динамические нагрузки, могут привести к существенным деформациям металлоконструкции, вплоть до потери прочности и устойчивости или даже к аварийным ситуациям.

В связи с этим, актуальной задачей является создание устройств, способных уменьшать действие динамических нагрузок и обеспечивать безопасность работы мостовых кранов в случаях их наезда на препятствия.

Анализ последних исследований и публикаций. Процесс наезда кранов мостового типа на тупиковые упоры остается малоизученным и не имеет четко сформулированных критериев оценки. Анализ отечественных и зарубежных публикаций не дает возможности сделать однозначный вывод о характере нагрузки металлоконструкции крана и тупиковых упоров.

Невозможность однозначной оценки таких факторов как максимальная скорость наезда крана на тупиковые упоры, высота расположения груза, возможность его раскачивания в продольном и поперечном направлениях, инерционные характеристики элементов привода и другие не позволяет создавать точных расчетно-динамических моделей кранов и тупиковых упоров [3]. В работе [2] отмечено, что в настоящее время у производителей кранов мостового типа нет единого подхода к оценке влияния отдельных силовых факторов на характер динамического нагружения. При этом были проанализированы требования нормативной документации по проектированию и эксплуатации в таких странах как Германия, США, Австралия, ЮАР и другие.

По этим причинам, при создании современных конструкций кранов мостового типа, на первый план выходит задача создания компактных предохранительных устройств способных эффективно поглощать кинетическую энергию движущегося крана и обеспечивать высокий уровень безопасности работы кранов. При этом такие устройства

должны иметь возможность устанавливаться как на самих кранах как буферные устройства, так в качестве тупиковых упоров [4].

Отечественные и зарубежные производители кранов (фирма «DEMAG» [5]), как правило, применяют резиновые буферные устройства или устройства на основе полиуретановых эластомеров.

Пружинные буферные устройства в мостовых кранах имеют большие габариты и большую отдачу. Фрикционные буферы обладают большой поглощающей способностью, но могут заклинивать, и нестабильны в работе при повышенных температурах [9].

Так же используются гидравлические буферы [6, 7, 8], которые способны поглотить до 100% кинетической энергии движущегося крана. Однако они не нашли широкого применения в кранах мостового типа из-за высоких требований к качеству обслуживания при эксплуатации [1].

Эффективной защитой кранов от ударов являются буферы с демпфированием, а именно шарикобуферы [13] и пружинно-шариковые буферы «без отдачи» [11, 12], которые обладают компактностью конструкции, высокими коэффициентом поглощения и энергоемкостью.

Цель исследования. Целью настоящей работы является оценка влияния параметров буферного устройства пружинно-шарикового типа на динамические нагрузки в мостовых кранах, которые возникают при наезде на такое буферное устройство, и способности поглощения им кинетической энергии движущегося крана.

Основная часть исследования. Рассмотрим наезд мостового крана на буферное устройство пружинно-шарикового типа, а так же динамические нагрузки, которые возникают при их взаимодействии. Такие буферные устройства могут иметь различные конструктивные схемы [11, 12], одна из которых представлена на рис. 1.

Основой такого буферного устройства является шариковый передаточный механизм, который состоит из последовательно расположенных комплектов шариков (рис. 2), при этом каждый комплект имеет верхний шарик 1 и несколько (например, два, три, четыре) нижних шариков 2. Каждый верхний шарик расположен между несколькими

нижними шариками. Все шарики имеют одинаковый диаметр. При дальнейшем исследовании рассматривается конструкция с

комплектами шариков, которые состоят из одного верхнего и 4-х нижних шариков.

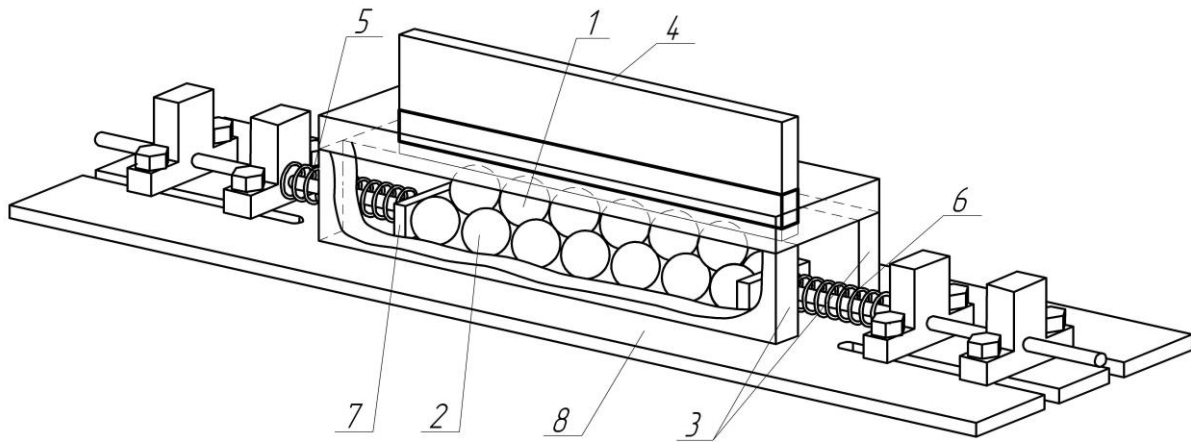


Рис. 1. Буферное устройство пружинно-шарикового типа:
1 – верхние шарики; 2 – нижние шарики; 3 – боковые направляющие; 4 – ползун;
5, 6 – пружины; 7 – упор; 8 – основание

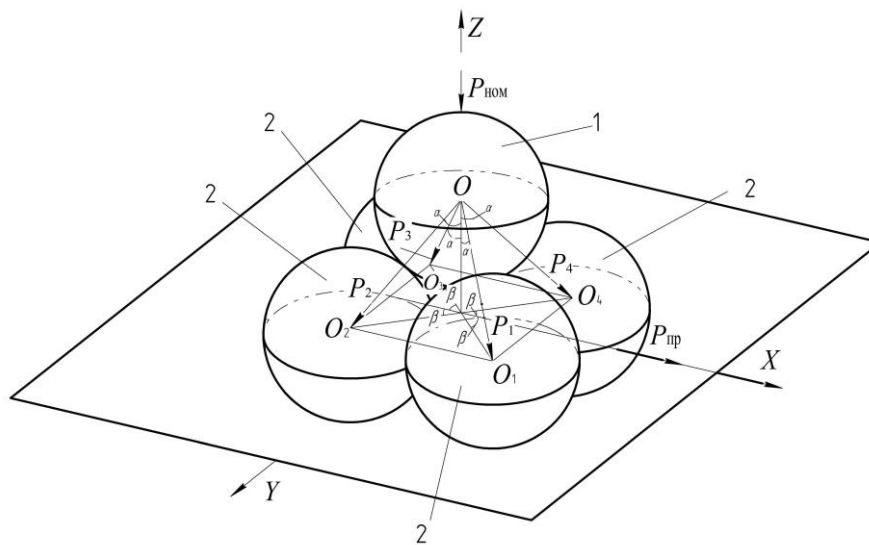


Рис. 2. Комплект шариков передаточного механизма:
1 – верхний шарик, 2 – нижние шарики

Буферное устройство пружинно-шарикового типа работает следующим образом. При подходе крана или грузовой тележки к этому устройству соответствующий элемент металлоконструкции крана нажимает на ползун 4, который в свою очередь нажимает на шариковый передаточный механизм. Шарики передаточного механизма начинают двигаться, сжимая пружины 5 и 6. При этом кинетическая

энергия движущегося крана преобразуется в потенциальную энергию сжатых пружин. После снятия нагрузки на буферное устройство шарики под действием пружин возвращаются в начальное положение.

Описание динамического взаимодействия мостового крана с буферами пружинно-шарикового типа базируется на энергетической зависимости, когда вся кинетическая энергия

крана переходит в потенциальную энергию деформируемых пружин, которые входят в состав буферных устройств.

Определим динамические нагрузки, действующие на буфера и металлоконструкцию мостовых кранов, используя методику изложенную в [14], в которой приняты следующие положения:

- удар крана воспринимается одновременно двумя буферами, расположенными на двух сторонах крана;

- потенциальная энергия упругой деформации крановой металлоконструкции при ударе о буфера мала по сравнению с кинетической энергией крана;

- за время удара подъемные канаты мало отклоняются от того положения, которое они занимали в момент наезда крана на концевые упоры;

- при ударе крана о буфера форма упругих колебаний металлоконструкции крана имеет тот же вид, что и при нормальном пуске или торможении крана.

В соответствии с принятыми положениями расчет полной осадки буфера проводится по соотношению, определяющему равенство начальной кинетической энергии крана работе сил сопротивления перемещению крана при наезде:

$$E_k = m \int_0^S P_{\delta} dy + (W + P_T) S_{\delta}, \quad (1)$$

где $E_k = 0,5m_{II}V_0^2$ - расчетная кинетическая энергия крана в момент наезда на буфер; m_{II} - приведенная масса крана; $m = 2$ - число

буферов; P_{δ} - сила сопротивления буфера; y - текущая осадка буфера; S_{δ} - полная осадка буфера; W - сила сопротивления передвижению крана; P_T - тормозная сила механизма передвижения крана; V_0 - начальная скорость крана при наезде на буфер.

В дальнейшем будем рассматривать наиболее неблагоприятный случай, когда тормоза механизма передвижения, по каким-либо причинам не сработали и $P_T = 0$.

Для пружинно-шарикового буферного устройства в процессе его срабатывания сила сопротивления $P_{\delta i}$ изменяется и может быть определена из выражения

$$P_{\delta i} = c_{\delta i} y_i, \quad (2)$$

где $c_{\delta i}$, y_i - текущие значения жесткости и осадки буферного устройства пружинно-шарикового типа,

Методика определения жесткости буферного устройства рассмотрена в [11], и выражается зависимостью

$$c_{\delta i} = 2 \cdot n \cdot c_{np} \cdot \kappa_{\delta i}, \quad (3)$$

где n - количество комплектов шариков передаточного механизма,

c_{np} - суммарная жесткость пружин буферного устройства,

κ_{δ} - коэффициент передачи силовых потоков буферного устройства пружинно-шарикового типа,

$$\kappa_{\delta} = \frac{(\cos \alpha_i + f \sin \alpha_i)(f_1 + 1)}{(1 + \cos \alpha_i) \cos \beta_i (\sin \alpha_i - f \cos \alpha_i) - \sin \alpha_i (\cos \alpha_i + f \sin \alpha_i)} \quad (4)$$

α_i - текущий угол наклона прямой контакта между шариками верхнего и нижнего рядов и вертикалью,

β_i - текущий угол между плоскостями, в которых расположены силы взаимодействия шариков верхнего и нижнего рядов, и ось деформации пружин,

f - коэффициент трения скольжения между шариками,

f_1 - коэффициент трения скольжения между шариками и плоскостями скольжения.

Анализ выражений (2-4) дает возможность определения параметров буферного устройства, которые влияют на динамические нагрузки при наезде крана на буфер.

Прежде всего, таким параметром является жесткость буферного устройства $c_{\delta i}$, величина которой, определяется количеством комплектов шариков n и жесткостью пружин

C_{np} , а характер ее изменения зависит от коэффициента передачи силовых потоков K_{σ} .

Величина коэффициента K_{σ} определяется изменением соотношения углов контакта между шариками, на что, в свою очередь, влияет динамическая характеристика крана,

$$\cos \alpha_i = \cos \alpha_0 - \frac{V_i t_i}{2r}, \quad \sin \alpha_i = \sqrt{1 - \left(\cos \alpha_0 - \frac{V_i t_i}{2r} \right)^2}, \quad \cos \beta_i = \sqrt{1 - \left(\frac{1}{2 \sin \alpha_i} \right)^2}, \quad (5)$$

где α_0 - начальный угол контакта между шариками верхнего и нижнего рядов,

V_i, t_i - текущее значение скорости и времени при перемещении крана.

Аналитические исследования показали, что при установке шариков одинакового диаметра, характер изменения K_{σ} всегда будет одинаков, и только динамическая характеристика крана, которая определяется величиной начальной скорости и диапазоном ее изменения, будет влиять на скорость изменения геометрических характеристик буферного устройства и время его срабатывания, то есть время перехода кинетической энергии крана в потенциальную энергию сжатых пружин.

Количество комплектов шариков n и жесткость пружин C_{np} - параметры буферного устройства, которые определяют величину жесткости буфера $C_{\sigma i}$, но при этом, жесткость пружин зависит от количества комплектов шариков. Эта зависимость объясняется следующим образом.

В процессе срабатывания, верхние шарики опускаются в вертикальном направлении на величину Δx , а нижние шарики смещаются в направлении пружин на величину Δy . Взаимосвязь этих перемещений определяется выражением:

$$\Delta y = \sqrt{r^2 + 2\sqrt{2} \cdot r \cdot \Delta x - \Delta x^2} - r, \quad (6)$$

где r - радиус шарика.

Каждый комплект шариков обеспечивает смещение каждой из пружин установленных, с обеих сторон буфера на величину Δy .

которая изменяется в процессе наезда на буфер и зависит от величины и характера изменения скорости крана.

Характер изменением соотношения углов контакта между шариками α_i и β_i определяется зависимостями:

Величина Δy , в свою очередь определяет осадку пружины. При большем количестве комплектов шариков будет увеличиваться величина осадки пружин, что приведет к увеличению общей длины пружин.

Таким образом, можно сделать вывод, что при установке большего числа комплектов шариков пропорционально увеличивается жесткость буферного устройства.

Другим параметром, который влияет на динамические нагрузки при наезде крана на буферное устройство, является текущее значение осадки буфера y_i , которое можно определить из уравнения переносного движения крана [14]

$$\ddot{y} + v^2 y = 0, \quad (7)$$

где $v = \sqrt{\frac{C_{\sigma i}}{m_{II}}}$, ($m_{II} = m_1 + m_2 + \mu l$);

m_1 - масса моста, приведенная к перемещению левой стороны крана, плюс масса тележки без груза;

l - длина полумоста крана;

μ - масса единицы длины одной главной балки.

Решение уравнения (7) с учетом переменной жесткости $C_{\sigma i}$ буфера и переменной скорости V_i передвижения крана имеет вид

$$y_i = \frac{V_i}{\sqrt{\frac{C_{\sigma i}}{m_{II}}}} \sin \sqrt{\frac{C_{\sigma i}}{m_{II}}} \cdot t_i, \quad (8)$$

Как видно из выражения (8) величина осадки буфера, прежде всего определяется

скоростью крана и временем срабатывания буфера.

На рис. 3 показаны графики изменения силы сопротивления буфера при различном количестве шариков верхнего ряда n . Исходные данные для расчета: приведенная

масса крана $m_{II} = 25 \text{ тонн}$, количество буферов $m = 2$, жесткость пружин $c = 50000 \text{ кН/м}$, радиус шариков $r = 50 \text{ мм}$, скорость крана изменяется в пределах от $V_i = 1,17 \text{ м/с}$ до $V_i = 0 \text{ м/с}$.

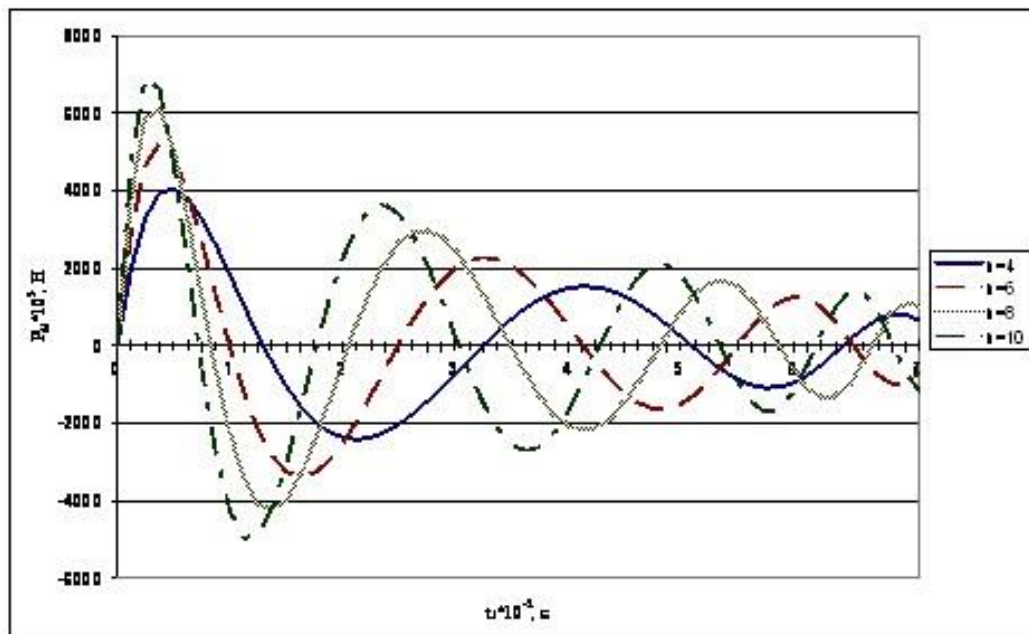


Рис. 3. Графики зависимости силы P_{oi} при различных динамических характеристиках буфера, определяемые количеством шариков верхнего ряда

Анализ этих графиков показывает, что с уменьшением числа шариков верхнего ряда n уменьшается динамическая нагрузка на буферное устройство при одной и той же жесткости пружин. При этом динамическая нагрузка и кинетическая энергия крана уменьшаются до 0 за время $t = 0,07 \text{ сек}$. Это время определяется максимально допустимым опусканием шариков верхнего ряда из условия восстановления буферного устройства в первоначальное положение. Как видно из графиков, представленных на рис. 3, при выбранной очень большой жесткости пружин динамические нагрузки, действующие на буферное устройство и, соответственно, металлоконструкцию крана очень велики. Поэтому для уменьшения динамических нагрузок необходимо существенно уменьшить жесткость пружин. На рис. 4 и 5 представлены

соответственно, графики изменения силы сопротивления и жесткости буфера при тех же исходных данных, но жесткость пружин составляет $c = 12550 \text{ Н/м}$. Максимальная динамическая сила в этом случае принимает уже приемлемое значение $P_{o \max} = 3680 \text{ Н}$ (число шариков для этого варианта равно $n = 6$) и за время $t = 0,07 \text{ с}$ уменьшается до 0.

Кривая изменения силы сопротивления буфера на рис. 4 имеет только половину волны, так как период колебаний большой, а все максимально допустимое опускание шариков верхнего ряда осуществляется за время $t = 0,07 \text{ с}$. Это то время, за которое кинетическая энергия движущегося крана полностью перейдет в потенциальную энергию сжатых пружин 2-х буферов пружинно-шарикового типа.

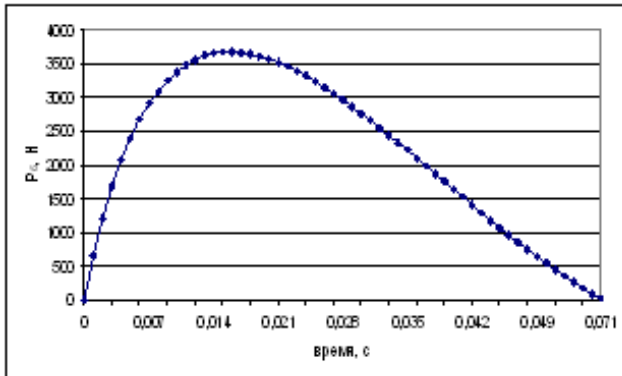


Рис. 4

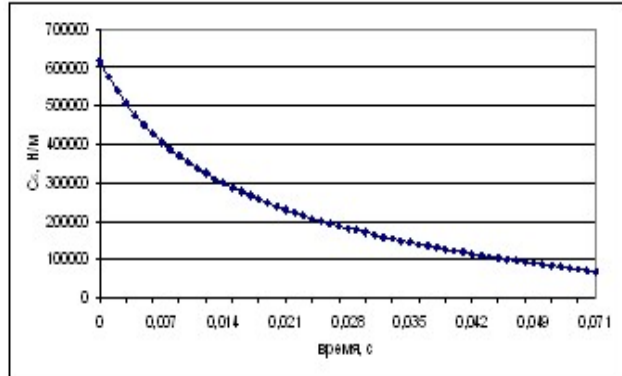


Рис. 5

Выводы:

- установлено, что величина динамических нагрузок при наезде мостового крана на пружинно-шариковое буферное устройство зависит от количества комплектов шариков передаточного механизма, жесткости пружин и коэффициента передачи силовых потоков этого буферного устройства;

- показано, что буферное устройство пружинно-шарикового типа имеет переменную жесткость, что позволяет обеспечить высокую энергоемкость и коэффициент поглощения

кинетической энергии движущегося мостового крана равный единице;

- на примере мостового крана массой 25 тонн, показано, как влияет жесткость пружин и количество комплектов шариков передаточного механизма пружинно-шарикового буферного устройства на величину динамических нагрузок, возникающих при наезде крана на буферное устройство; даны рекомендации по выбору этих параметров буферного устройства.

Список использованных источников

1. Никитин, К.Д. Мостовые металлургические краны [Текст] / К.Д. Никитин, А.Ю. Смолин. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 200 с.
2. T.N. Haas. Numerical (FEA) Evaluation of Crane End Buffer Impact Forces, Doctorate degree dissertation, University of Stellenbosch, Stellenbosch, 2007, 243 с.
3. T.N. Haas, P. Mainoon, P.E. Dunaiski. The effect of parameters on the end buffer impact force history of the crane, Journal of the South African Institution of Civil Engineering – Vol.54, No 1, pp.55-62, 2012.
4. T.N. Haas, P. Mainoon, P.E. Dunaiski. Estimation of the maximum end buffer impact force for a given level of reliability, Journal of the South African Institution of Civil Engineering –Vol.54, No 1, pp. 63-68, 2012.
5. D.P. Taylor. Design and selection criteria for the hydraulic crane buffer. A.I.E.S. Rolling mill conference. 1978, 28 с.
6. P.G. Kit. Hydraulic Bumpers for the Protection of Buildings. Cranes and Operators From Impact Damage. Fall Convention Association of Iron and Steel Engineers Subcommittee # 13: Design and Construction of Mill Buildings. 1996.
7. T.N Haas. Numerical Evaluation (FEA) of End Stop Impact Forces for a Crane Fitted with Hydraulic Buffers. Thesis presented in partial fulfilment of the requirement for the degree of Masters in Civil Engineering at the University of Stellenbosch. 2010.
8. Никольский, Л.Н. Фрикционные амортизаторы удара [Текст] / Л.Н. Никольский. – М.: Машиностроение, 1964. – 172 с.
9. Александров, М.П. Грузоподъемные машины [Текст] / М.П. Александров, Л.Н. Колобов, Н.А. Лобов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1988. – 400 с.

10. Семенюк, В.Ф. Особенности шарикового передаточного механизма [Текст] / В.Ф. Семенюк, В.Н. Лингур // *Праці Одеського політехнічного університету: Науковий та науково-виробничий збірник*. – Одеса, 2012. – Вип. 2(39). – С. 55-60.

11. Семенюк, В.Ф. Эффективное буферное устройство для обеспечения безопасной работы литейных кранов. Металлургические процессы и оборудование [Текст] / В.Ф. Семенюк, В.Н. Лингур // *Международ. науч.-техн. журнал*. – Донецк, 2013. – Вып. 3(33). – С. 72-76.

12. Джигкаев, Т.С. Аналитическое исследование фрикционных крановых буферов [Текст] / Т.С. Джигкаев // *Сб. трудов СКГТУ*. – Владикавказ, 2001. – Вып. 8. – С. 212-220.

13. Лобов, Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути [Текст]: учебное пособие / Н.А. Лобов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 232 с.

Семенюк Володимир Федорович, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри підйомно-транспортного і робототехнічного обладнання, Одеський національний політехнічний університет, тел. (048) 705-8-305, e-mail: onpusemenjuk@mail.ru.

Лингур Валерій Миколайович, старший викладач кафедри підйомно-транспортного і робототехнічного обладнання, Одеський національний політехнічний університет, тел. (048) 728-86-60, e-mail vnlingur@rambler.ru.

Semeniuk Vladimir Fedorovich, Ph.D., Professor, manager of department "hoisting and transport of equipment and robotic" Odessa National Polytechnic University, Tel. (048) 705-8-305, e-mail: onpusemenjuk@mail.ru.

Lynhur Valery Nikolaevich, Senior Lecturer of the department "hoisting and transport of equipment and robotic" Odessa National Polytechnic University, Tel. (048) 728-86-60, e-mail vnlingur@rambler.ru.

УДК 621.891

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ МОТОРНЫЕ МАСЛА ДЛЯ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА РАСТИТЕЛЬНОЙ ОСНОВЕ

Д-р техн. наук В.А. Войтов,
канд. техн. наук А.Г. Кравцов, А.П. Билык,
асп. И.И. Сисенко

ПЕРСПЕКТИВНИ МОТОРНІ ОЛИВИ ДЛЯ ДВОТАКТНИХ ДВИГУНІВ НА РОСЛИННІЙ ОСНОВІ

Д-р техн. наук В.А. Войтов,
канд. техн. наук А.Г. Кравцов, А.П. Білик,
асп. І.І. Сисенко

PERSPECTIVE MOTOR OILS FOR TWO-STROKE ENGINES OF PLANT-BASED

Doctor of science V.A. Vojtov,
cand. of techn. sciences A.G. Kravtsov, A.P. Bilyk,
graduate student I.I. Sysenko

В работе выполнена сравнительная оценка трибологических свойств высокоолеиновых растительных масел в сравнении с товарными моторными маслами для двухтактных двигателей. Решена оптимизационная задача по составу присадок в базовых растительных маслах и проведены сравнительные испытания на четырехшариковой машине.

Ключевые слова: растительные масла, присадки для растительных масел, моторные масла для двухтактных двигателей, трибологические свойства растительных масел.

У роботі виконана порівняльна оцінка трибологічних властивостей високоолеїнових рослинних олій в порівнянні з товарними моторними оливами для двотактних двигунів. Вирішена

оптимізаційна задача по складу присадок в базових рослинних оліях та проведено порівняльні випробування на чотирьохкульковій машині тертя.

Ключові слова: рослинні олії, присадки для рослинних олій, моторні оливи для двотактних двигунів, трибологічні властивості рослинних олій, швидкість зношування, сила тертя.

Comparative evaluation of tribological properties of high oleic vegetable oils compared with commodity motor oils for two-stroke engines was performed. Proposed is quantitative measure of anti-, extreme pressure and anti-friction properties of the oils with the range of the anti-wear and extreme pressure additives. The proposed indicator is a measure of energy and describes the specific work wear. On the basis of the ranking for the integrated energy indicators selected high-oleic canola and sunflower oil as the base for environmentally friendly motor oil for two-stroke engines. The composition of additives in selected base oils for two-stroke engines is substantiated. Optimization problem is solved and the criterion of the maximum value of the specific work of wears, obtained optimum composition of the additives in the base oils. Comparing the tribological properties in accordance found that the production of vegetable oil with additives to 25% have a higher the critical value load.

Keywords: vegetable oils, additives for vegetable oils, motor oils for two-stroke engines, tribological properties of vegetable oils.

Актуальность проблемы. В странах Западной Европы в последние десятилетия стоит вопрос улучшения экологии в рамках Киотского протокола и последующих принятых директив [1,2]. В результате принятых документов в ЕС построены и запущены заводы по выпуску смазочных материалов, например, в Германии из рапсового масла, а в США из соевого масла.

Всемирно известная фирма SHELL по производству смазочных материалов выпускает биологически разлагаемые смазочные материалы Shell Naturelle Fluid на основе высокоочищенного рапсового масла с присадками [3]. Швейцарская фирма FUCHS на основе рапсового масла с многофункциональными присадками выпускает более 150 наименований экологически чистых (быстро разлагаемых) смазочных материалов и технических жидкостей [4].

Особенно остро стоит вопрос о снижении выброса вредных веществ при эксплуатации техники, на которой установлены двухтактные двигатели внутреннего сгорания. Сгоревшее масло вместе с бензином при работе двигателя способствует выбросу вредных веществ в окружающую среду. Если учесть то, что двухтактные двигатели устанавливаются на газонокосилках, скутерах, мотоциклах, бензопилах и моторных лодках, то уровень техногенной нагрузки является достаточно высоким.

Поэтому проведение исследований и разработка моторных масел для двухтактных

двигателей на растительной основе является актуальной задачей, которая снизит выброс вредных веществ в окружающую среду.

Анализ последних публикаций по данной проблеме. Первый опыт получения трансмиссионных масел на основе рапсового масла в Украине принадлежит заводу АРІАН [5], который начал использовать присадки на основе растительных масел и добавлять их в минеральные масла. Исследования по получению присадок на основе растительных масел проводятся в УкрНДІНП «МАСМА» [6].

Исследованиями смазочных материалов растительного происхождения в Украине и за рубежом занимались следующие ученые: Поп Г.С. [7-12], Сиренко Г.О. и Кириченко В.И. [13-19], Фукс И.Г. и Евдокимов А.Ю. [20-22], Крачун А.Т. [23].

В работах [7-12] выполнены сравнительные исследования рапсовых масел с различным жирнокислотным составом с нефтяными маслами. Предложено, для улучшения свойств рапсового масла вводить присадки типа Лубризол-890 или отечественные Детерсол-140, Ас-60С и С-5А.

В работах [13-19] исследовались вопросы использования серы в качестве присадки к рапсовому маслу. Показано, что синтезированные продукты с повышенным содержанием серы обеспечивают низкий коэффициент трения и хорошие противоизносные свойства.

В работах [20-23] рассмотрены вопросы, которые относятся к экологической

безопасности при использовании смазочных материалов на основе растительных масел.

Авторами работ [24-26] обоснованы и выбраны базовые растительные масла для получения рабочих жидкостей гидростатических приводов. Это высокоолеиновые рапсовое и подсолнечное масла. В указанных работах приведены исследования по противоизносным и противозадирным свойствам этих масел в сравнении с товарными нефтяными и синтетическими. Решена оптимизационная задача по выбору присадок к указанным растительным маслам для их использования в гидростатических приводах.

В работе [27], которая выполнена в Российском государственном университете нефти и газа им. И.М. Губкина, делается вывод, что рапсовое масло может быть основой для получения моторных масел для двухтактных двигателей. При этом для уменьшения кислотного числа рапсового масла и придания ему щелочности, рекомендуется вводить щелочные присадки, содержащие металлы.

Анализируя приведенные выше работы можно сделать вывод, что разработка экологически чистых моторных масел для двухтактных двигателей на растительной основе является актуальной задачей и требует дальнейших исследований.

Поэтому целью данной работы явилось обосновать и выбрать базовые растительные масла, пакет присадок к ним и получить оптимальный состав экологически чистых моторных масел для двухтактных двигателей, а также провести сравнительные испытания их трибологических свойств в сравнении с товарными моторными маслами.

Методический подход в проведении исследований. Трибологические характеристики товарных масел и базовых растительных масел определяли на четырёхшариковой машине трения согласно ГОСТ 9490-75.

В качестве минеральных масел были выбраны масла: «МС-20» и «Такт-2Т», полусинтетическое масло «Пуск-2Т», синтетическое «ELF MOTO 2XT Tech» и три масла на растительной основе: рапсовое, подсолнечное, касторовое.

В качестве трибологических характеристик, согласно ГОСТ 9490-75, были выбраны следующие параметры.

1. Показатель износа Du , мм, характеризует в масле наличие противоизносных свойств, в первую очередь, наличие поверхностно-активных веществ (ПАВ).
2. Критическая нагрузка $P_{кр}$, Н, характеризует диапазон работы (действия) ПАВ.
3. Нагрузка сваривания P_c , Н, характеризует наличие в масле противозадирных свойств.

Дополнительным параметром, который измерялся в процессе эксперимента с помощью тензодатчика, был определен коэффициент трения f , характеризующий потери на трение, т.е. антифрикционные свойства.

Согласно работ [24-26] в качестве базовых растительных масел выбраны высокоолеиновое подсолнечное и высокоолеиновое рапсовое масла, а также касторовое масло, которое обладает хорошей физической адгезией к поверхности трения.

Результаты эксперимента представлены в табл. 1. В таблице указаны среднестатистические значения трёх повторов.

Таблица 1
Среднестатистические значения трибологических характеристик товарных моторных и базовых растительных масел

Тип базового масла	Показатель износа Du , мм	Критическая нагрузка $P_{кр}$, Н	Нагрузка сваривания P_c , Н	Коэффициент трения f
МС-20	0,9	617	1568	0,05
Такт-2Т	0,6	617	1568	0,065
Пуск-2Т	0,47	617	1568	0,06
ELF MOTO 2XT Tech	0,44	784	1568	0,065
Рапсовое масло	0,44	784	1568	0,055
Подсолнечное масло	0,45	617	1568	0,055
Касторовое масло	0,52	617	1568	0,05

Анализ данных табл. 1 позволяет сделать вывод, что все представленные масла обладают одинаковыми противозадирными свойствами (нагрузка сваривания $P_c = 1568\text{Н}$). При этом противоизносные свойства различаются. Диапазон работы ПАВ у синтетического и рапсового масел ($P_{кр} = 784\text{Н}$), превышает диапазон остальных масел ($P_{кр} = 617\text{Н}$).

По величине показателя износа, который характеризует противоизносные свойства, можно выделить четыре масла. На первом месте синтетическое масло ELF MOTO 2XT Tech и рапсовое ($Du = 0,44\text{ мм}$), затем подсолнечное ($Du = 0,45\text{ мм}$) и полусинтетическое Пуск-2Т ($Du = 0,47\text{ мм}$). Остальные масла по противоизносным свойствам на 13...95% уступают перечисленным выше маслам.

Однако по антифрикционным свойствам, которые оцениваются коэффициентом трения, табл. 1, высоковязкие масла МС-20 и касторовое, показали лучший результат. При этом, рапсовое, подсолнечное, полусинтетическое и синтетическое масла отличаются от лучшего результата на 16%.

Полученные результаты позволяют сделать вывод, что проранжировать испытуемые масла по четырем показателям одновременно, затруднительно.

В работе [28] предложен количественный показатель противоизносных, противозадирных и антифрикционных свойств масел с учетом диапазона работы противоизносных и противозадирных присадок. Предложенный показатель является энергетическим показателем, размерность Дж/мм³ и характеризует удельную работу изнашивания.

Воспользуемся предложенной в работе [28] формулой, предварительно упростив выражение, которое не изменяет физический смысл, а упрощает измерения и вычисления при проведении эксперимента:

$$E_y = \frac{f_1 P_1 L_1}{Du^3} + \frac{f_{кр} P_{кр} L_2}{D_{кр}^3} + \frac{f_{c-1} P_c L_2}{D_{c-1}^3}, \quad (1)$$

где f_1 – коэффициент трения при нагрузке $P_1 = 196\text{ Н}$;

P_1 – нагрузка равная 196 Н для определения показателя износа согласно ГОСТ 9490-75;

L_1 – путь трения при определении показателя износа, равен 1978 м;

Du – средний диаметр пятен износа (показатель износа) при нагрузке 196 Н, мм;

$f_{кр}$ – коэффициент трения при критической нагрузке;

$P_{кр}$ – критическая нагрузка, Н;

L_2 – путь трения при десяти секундах работы четырёхшариковой машины, равен 5,49 м;

$D_{кр}$ – средний диаметр пятен износа при критической нагрузке, мм;

f_{c-1} – коэффициент трения при нагрузке предшествующей нагрузке сваривания;

P_c – нагрузка сваривания, Н;

D_{c-1} – средний диаметр пятен износа при нагрузке, предшествующей нагрузке сваривания, мм.

Первое слагаемое формулы (1) отображает противоизносные и антифрикционные свойства масла, т.е. наличие ПАВ в масле.

Второе слагаемое отображает диапазон работы ПАВ и антифрикционные свойства при критических нагрузках.

Третье слагаемое отображает противозадирные свойства на грани задира.

Предложенный комплексный показатель E_y , формула (1), является энергетическим показателем, размерность Дж/мм³, определяется согласно ГОСТ 9490-75 на четырёхшариковой машине в соответствии с нагрузочным рядом и методикой измерения пятен износа на нижних шарах. E_y – это удельная работа изнашивания единицы объёма тестового материала (сталь ШХ-15) в испытуемой смазочной среде.

Дополнительно к данным в таблице 1 были проведены измерения коэффициентов трения и пятен износа на критической нагрузке и нагрузке, предшествующей нагрузке сваривания. Результаты испытаний и расчёта по формуле (1) представлены в табл. 2.

Анализ величины удельной работы изнашивания для различных масел позволяет более строго проранжировать испытуемые масла по способности препятствовать износу и задиру. Как следует из табл. 2 на первом месте стоит синтетическое масло ELF MOTO 2XT Tech, затем рапсовое и подсолнечное масла, затем полусинтетическое Пуск-2Т, касторовое и минеральные масла Такт-2Т и МС-20.

Такой результат позволяет выбрать высокоолеиновое рапсовое и подсолнечное масла – как базовые масла для получения

экологически чистых моторных масел для двухтактных двигателей.

Таблица 2

Результаты испытаний и расчёта удельной работы изнашивания в различных маслах

Тип базового масла	$\frac{f_1 P_1 L_1}{D u^3}$	$\frac{f_{кр} P_{кр} L_2}{D_{кр}^3}$	$\frac{f_{c-1} P_c L_2}{D_{c-1}^3}$	$E_y, \text{Дж/мм}^3$
МС-20	26 590	137,2	39,2	26 766
Такт-2Т	116 665	317,7	87,2	117 069
Пуск-2Т	225 382	413,7	129,1	225 924
ELF MOTO 2XT Tech	296 467	672,5	210,47	297 349
Рапсовое масло	250 856	630	150,8	251 636
Подсолнечное масло	234 316	496,1	129,1	234 941
Касторовое масло	138 460	276,6	62,2	138 798

Обоснование присадок для базовых растительных масел и поиск оптимального состава масла для двухтактных двигателей. Исходя из анализа требований, которые предъявляются к маслам для двухтактных двигателей, а также повышенных значений кислотного числа у растительных масел (1,5 ... 2,7 мг КОН/г) одной из присадок выступает антиокислительная, или антиоксидант. Данная присадка позволит приостановить необратимые процессы окисления растительного масла при хранении и даст возможность уменьшить проявление коррозионных процессов, лако- и нагарообразования.

Введение в растительные масла щелочных металлов с целью снижения кислотности и придания щелочности растительному маслу, как указано в работе [27], на наш взгляд не решает проблему. Присутствие щёлочи в высокоолеиновых растительных маслах образует мыла в масле, а так же повысит зольность.

Мыла приведут к лако- и нагарообразованию, а образование золы – к абразивному износу цилиндра-поршневой группы.

В работах выполненных в Российском государственном университете нефти и газа им. И.М. Губкина [27], а также американскими учёными [29] указывается, что эффективным органическим биоразлагаемым антиоксидантом для растительных масел может выступать дифениламин. При этом в работе [29] указано,

что его количество в растительных маслах значительно выше, чем в нефтяных маслах (0,2...5%). Дифениламин является экологически чистым веществом, т.к. добавляется в пищевые продукты в составе 0,02% по массе, и не содержит металлов, а, следовательно, не вызовет образования золы и связанного с ней абразивного износа.

Вторым типом присадок для масел двухтактных двигателей является антикоррозионная присадка, которая способствует снижению интенсивности коррозионных процессов на деталях двигателя из-за определенной степени кислотности масла. В качестве органической присадки, не содержащей металлов, на основании работы [30] можно выбрать фосфорсодержащую присадку – трикрезилфосфат. Данная присадка в моторном масле будет выполнять ряд функций:

- тормозить процессы коррозии, т.к. на поверхностях трения будет образовываться фосфидная пленка, уменьшая контакт масла с катализатором – металлом;

- повышать противоизносные и противозадирные свойства масла, образуя на поверхности трения фосфиды металлов.

Третьим типом присадок, добавляемых в растительное моторное масло для двухтактных двигателей, является касторовое масло. В связи с тем, что смазка деталей двухтактного двигателя производится смесью бензина и масла в пропорции от 30:1 до 60:1, то бензин

может смывать масляную пленку с поверхностей трения, обеспечивая работу трибосистем в режиме «масляного голодания», что приведет к снижению ресурса. Устранить режим «масляного голодания» можно обеспечив несмываемость масляной пленки, т.е. масло должно иметь высокую физическую адсорбцию к поверхности металла.

По мнению специалистов фирмы Schell такие требования можно выполнить введением в нефтяные масла касторового масла.

Необходимо отметить, что растительные масла обладают высоким индексом вязкости, который превышает индекс вязкости синтетических масел [16-20]. Такой показатель необходим для двигателей, где масло подается в двигатель отдельно от бензина и смешивается на входе. При эксплуатации в условиях низких

температур высокий индекс вязкости будет положительно влиять на смесеобразование, что не требует ввода в растительные масла вязкостных присадок.

В результате планирования трехфакторного эксперимента была решена оптимизационная задача содержания перечисленных присадок в базовых рапсовом и подсолнечном маслах. Критерием оптимизации был выбран максимум удельной работы изнашивания – E_y .

В дальнейшем будем полученные масла обозначать: рапсовое + П и подсолнечное + П.

Контрольный эксперимент трибологических свойств на четырехшариковой машине согласно ГОСТ 9490-75 полученных масел в сравнение с товарными моторными маслами, показал следующий результат, табл. 3.

Таблица 3

Трибологические характеристики моторных масел для двухтактных двигателей

Тип базового масла	Показатель износа Du , мм	Критическая нагрузка $P_{кр}$, Н	Нагрузка сваривания P_c , Н	Коэффициент трения f	Удельная работа изнашивания E_y , Дж/мм ³
Такт-2Т	0,6	617	1568	0,065	117 069
Пуск-2Т	0,47	617	1568	0,06	225 924
ELF MOTO 2XT Tech	0,44	784	1568	0,065	297 349
Рапсовое + П	0,42	980	1568	0,055	294 328
Подсолнечное + П	0,43	980	1568	0,055	278 520

Анализ табл. 3 в сравнении с данными табл. 1 позволяет сделать следующие выводы.

Противоизносные свойства, которые определяются показателями износа Du , изменились с 0,44 для рапсового масла и 0,45 для подсолнечного масла до значений 0,42 и 0,43, что составляет 4,5% и 4,4% соответственно. Такие значения граничат с величиной ошибки определения и не позволяют утверждать изменения противоизносных свойств.

Диапазон работы противоизносных присадок, который определяется величиной критической нагрузки $P_{кр}$, изменился от 784 Н до 980 Н для обоих масел, что составляет 25%. Такое увеличение показателя позволяет утверждать, что наряду с физической адсорбцией поверхностно-активных веществ на поверхностях трения имеет место явление хемосорбции.

Следовательно, можно утверждать, что высокомолекулярные жирные кислоты олеиновая и рициновая образуют на поверхностях трения металла металлические мыла, температура плавления которых значительно выше, чем температура десорбции указанных выше кислот, как поверхностно-активных веществ. Данные явления можно объяснить наличием в маслах трикрезилфосфата и касторового масла.

Противозадирные свойства, которые определяются нагрузкой сваривания P_c , не изменились, что подтверждает отсутствие у трикрезилфосфата и касторового масла противозадирных свойств из-за низкой температуры десорбции.

Антифрикционные свойства растительных масел так же не изменились, т.к. определялись на незначительной нагрузке, 196 Н.

Однако комплексный показатель, удельная работа изнашивания E_y , которая

приведена в табл. 2 и табл. 3 увеличилась для рапсового масла с присадками на 16,9%, а для подсолнечного масла на 18,5%.

При этом полученные растительные моторные масла для двухтактных двигателей уступают синтетическому маслу ELF MOTO 2XT Tech, таблица 3, на 6,3% по комплексному показателю изнашивания E_y , при этом показывают лучший результат по дифференцированным показателям Du и $P_{кр}$, как отмечалось выше.

Выводы:

1. Выполнена сравнительная оценка трибологических свойств товарных моторных и базовых растительных масел по ГОСТ 9490-75. Для ранжирования масел предложен комплексный энергетический показатель – удельная работа изнашивания единицы объема тестового материала в испытываемой смазочной среде. Удельная работа изнашивания учитывает противоизносные, противозадирные и антифрикционные свойства и позволяет более

точно проранжировать масла по способности препятствовать износу и задиру, а также снижать потери на трение. На основании ранжирования по комплексному энергетическому показателю выбраны высокоолеиновые рапсовое и подсолнечное масла, как базовые для получения экологически чистых моторных масел для двухтактных двигателей.

2. Обоснован состав присадок в выбранные базовые растительные масла для двухтактных двигателей. Решена оптимизационная задача и по критерию максимального значения удельной работы изнашивания, получен оптимальный состав присадок в базовых рапсовом и подсолнечном маслах. Сравнением трибологических свойств по ГОСТ 9490-75 установлено, что полученные растительные масла с присадками на 25% имеют большее значение критической нагрузки. Этому способствуют процессы физической адсорбции и хемосорбции на поверхностях трения.

Список использованных источников

1. Директива 2003/30/ЄС Європейського Парламенту та Ради про сприяння використанню біологічного палива або інших видів поновлюваного палива для транспорту від 8 травня 2003 року.
2. Директива 2009/28/ЄС від 23 квітня 2009 року «Про стимулювання використання енергії з відновлюваних джерел та доповнення та заміну директив 2001/77/ЄС та 2003/30/ЄС».
3. Смазочные материалы и технические жидкости «Шелл». Каталог 2011 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://www.shell.com/ru>. – Название с экрана.
4. Екологічно безпечні гідравлічні та змащувальні оливи [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: <http://www.fuchs-oil.com.ua/index.php/oil/eko>. – Назва з екрана.
5. Рапсовые «биомасла» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: http://www.newchemistry.ru/printletter.php?n_id=311. – Название с экрана.
6. Научные исследования и разработки пластичных смазок [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://www.masma.ua>. – Название с экрана.
7. Поп, Г.С. Масильні матеріали з рослинних олій [Текст] / Г.С. Поп // Хімічна промисловість України. – 2006. – № 5. – С. 22-29.
8. Поп, Г.С. Поверхнево-активні речовини та композиційні системи на основі рослинних олій і фосфатидів [Текст] / Г.С. Поп, Л.Ю. Бодачівська, Р.Л. Вечерік // Хімічна промисловість України. – 2008. – № 3. – С. 33-37.
9. Поп, Г.С. Стан, перспективи виробництва та застосування палив і масильних матеріалів із рослинних олій [Текст] / Г.С. Поп // Катализ и нефтехимия. – 2003. – № 12. – С. 21-26.
10. Поп, Г.С. Альтернативні екотехнології і реагенти на основі поновлюваної рослинної сировини [Текст] / Г.С. Поп // Нафтова і газова промисловість України. – 2004. – №1. – С. 61-64.
11. Поп, Г.С. Альтернативні екотехнології і матеріали та устаткування для їх одержання і контролю якості [Текст] / Г.С. Поп, Л.Ю. Бодачівська, В.П. Кисельов // Энергетика. Экология. Людина: міжнар. Энергоекологічний конгрес, 27-28 бер. 2003р.: праці. – К., 2003. – С. 208-212.
12. Поп, Г.С. Екологічно-сприятливі джерела енергії, масильні матеріали і поверхнево-активні речовини на рослинній основі [Текст] / Г.С. Поп, Л.Ю. Бодачівська // 1-й Всеукраїнський з'їзд

екологів: міжнародна науково-практична конференція: зб. матеріалів. – Вінниця: ВНТУ, 2006. – С. 149-152.

13. Антифрикційні властивості полікомпонентних композицій на основі хімічно-модифікованої ріпакової оливи під час мащення пари ароматичний поліамід – сталь [Текст] / Г.О. Сіренко, Л.Я. Мідак, О.В. Кузичин, Л.М. Кириченко, В.І. Кириченко // Полімерний журнал. – 2008. – Т. 30, № 4. – С. 338-344.

14. Сіренко, Г. Рослинні оливи як альтернативні мастильні матеріали і присадки [Текст] / Г. Сіренко, О. Сав'як // Вісник Прикарпат. ун-ту ім. Василя Стефаника. Серія: Хімія. – 2002. – Т. III. – С. 117-141.

15. Кириченко, В.І. Трибоактивація хімічних процесів у нових високоефективних композиціях [Текст] / В.І. Кириченко, Г.О. Сіренко, Л.М. Кириченко // Наукомісткі технології подвійного призначення: тези допов. наук.-практ. конф. – 1994. – С. 76.

16. Сіренко, Г.О. Створення мастильних матеріалів на основі сульфидованої оксиетильованої ріпакової оливи [Текст] / Г.О. Сіренко, О.Л. Сав'як // Десята українська конференції з високомолекулярних сполук: тези допов. – 2004. – С.162.

17. Сіренко, Г.О. Оптимізація технології мастильних матеріалів на основі хімічно-модифікованої ріпакової оливи [Текст] / Л.М. Кириченко, Г.О. Сіренко // Науковий збірник [«Всеукр. наук. та проф. тов-ва ім. М. Міхновського»]. – 1998. – № 8. – С. 40-47.

18. Кириченко, Л.М. Раціональний метод оптимізації нових мастильних композицій [Текст] / Л.М. Кириченко, Г.О. Сіренко, В.І. Кириченко, В.П. Свідерський // Раціональний експеримент у матеріалознавстві: матеріали 39-го Міжнарод. семінару по моделюванню та оптимізації композитів. – 2000. – С. 54-55.

19. Кириченко, В.І. Вітчизняні мастильні матеріали: нові базові компоненти для якісних мастильних композицій [Текст] / В.І. Кириченко, Л.М. Кириченко, Г.О. Сіренко, В.П. Свідерський // Зносостійкість і надійність вузлів тертя машин: міжнарод. наук.-техн. конференц.: тези допов. – 2001. – С. 49-51.

20. Фукс, И.Г. Экологические аспекты использования топлив и смазочных материалов растительного и животного происхождения [Текст] / И.Г. Фукс, А.Ю. Евдокимов, А.А. Джамалов // Химия и технология топлив и масел. – 1992. – № 6. – С. 36-38.

21. Евдокимов, А.Ю. Смазочные материалы на основе растительных и животных жиров [Текст] / А.Ю. Евдокимов, И.Г. Фукс, Л.Н. Багдасаров. – М.: ЦНИИТЭИМС, 1992. – 47 с.

22. Евдокимов, А.Ю. Экологическая безопасность применения топлив и смазочных материалов на базе растительного сырья [Текст] / А.Ю. Евдокимов, И.Г. Фукс, И.Р. Облащикова // Защита окружающей среды в нефтегазовом комплексе. – 2005. – №3. – С. 28-30.

23. Крачун, А.Т. Исследование смазочных свойств некоторых растительных масел [Текст] / А.Т. Крачун, В.У. Морарь, С.В. Крачун // Трение и износ. – 1990. – Т. 11, №5. – С. 929-932.

24. Войтов, В.А. Трибологічні властивості технічних олив на базі соняшникової та ріпакової олій [Текст] / В.А. Войтов, А.Г. Кравцов // Проблеми трибології. – 2011. – № 4. – С. 87-91.

25. Войтов, В. Перспективы использования растительных масел для изготовления смазочных материалов и рабочих жидкостей [Текст] / В. Войтов, А. Кравцов, И. Сысенко // Motrol. – vol. 15, № 7. – 2013. – С. 56-63.

26. Кравцов, А.Г. Підвищення зносостійкості трібосистем гідромашин використанням робочих рідин рослинного походження» [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук: спец. 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах» / А.Г. Кравцов. – Харків, 2013. – 20 с.

27. Облащикова, И.Р. Исследование рапсового масла в качестве основы альтернативных смазочных материалов [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.17.07 / Облащикова Ирина Рудольфовна. – М., 2004. – 104 с.

28. Войтов, В.А. Интегральный критерий оценки трибологических свойств смазочных материалов на четырехшариковой машине [Текст] / В.А. Войтов, А.В. Левченко // Трение и износ. – 2001. – Т. 22, № 4. – С. 441-447.

29. Perez, J. M. et al. «Characterization of Tricresylphosphate Lubricating Films by Micro-Fourier Transform Infrared Spectroscopy.» Tribology Transactions. Jan. 1990: 131-139.

30. Заславский, Ю.С. Трибология смазочных материалов [Текст] / Ю.С. Заславский. – М.: Химия, 1991. – 240 с.

Войтов Віктор Анатолійович, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри транспортних технологій і логістики, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка. Тел.: (057) 700-38-98. E-mail: ndch_khntusg@mail.ru.

Кравцов Андрій Григорович, канд. техн. наук, доцент кафедри транспортних технологій і логістики, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка. Тел.: (057) 700-38-98. E-mail: kravcov_84@mail.ru.

Білик Артем Петрович, канд. техн. наук, кафедра безпеки життєдіяльності, Хмельницький національний університет. E-mail: bil2006@yandex.ru.

Сисенко Ігор Іванович, аспірант кафедри транспортних технологій і логістики, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка. Тел.: (057) 700-38-98. E-mail: ndch_khntusg@mail.ru.

Vojtov V.A., prof., Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture. Tel.: (057) 700-38-98 E-mail: ndch_khntusg@mail.ru.

Kravtsov A.G., Ph.D., Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture. Tel.: (057) 700-38-98 E-mail: kravcov_84@mail.ru.

Bilyk A.P., Ph.D., Khmelnytsky National University.

Sysenko I.I., graduate student, Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture. Tel.: (057) 700-38-98 E-mail: ndch_khntusg@mail.ru.

УДК 620.22

ЛАБОРАТОРНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ОТРИМАННЯ НАНОЧАСТОК ВУГЛЕЦЮ

**Кандидати техн. наук С.В. Воронін, О.В. Суранов,
інж. О.О. Суранов, магістрант В.М. Куц**

ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ НАНОЧАСТИЦ УГЛЕРОДА

**Кандидаты техн. наук С.В. Воронин, А.В. Суранов,
инж. А.А. Суранов, магистрант В.М. Куц**

SELECTIONS OPTIMAL PARAMETRIES OF DESINGS FOR RECEIVE OF CARBONS NANOPARTICULARS

**Cand. of techn. sciences S.V. Voronin, A.V. Suranov,
Engineer A.A. Suranov, Undergraduate Kuts Volodymyr**

У роботі приведений опис спроектованого та виготовленого на кафедрі БКВРМ пристрою для одержання високоструктурованих наночастинок вуглецю (ВНВ) електродуговим методом. З урахуванням унікальних властивостей ВНВ, вони можуть використовуватися в транспортному машинобудуванні.

Ключові слова: наночастишки вуглецю, електродуговий метод, пристрій для отримання наночастинок вуглецю.

В работе приведено описание спроектированного и изготовленного на кафедре СППРМ устройства для получения высокоструктурированных наночастиц углерода (ВНУ), электродуговым методом. С учетом уникальных свойств ВНУ, они могут быть использованы в транспортном машиностроении.

Ключевые слова: наночастицы углерода, электродуговой метод, установка для получения наночастиц углерода.

The paper describes the designed and manufactured at the Department SPPRM devices to obtain for highly structured carbon nanoparticles (VNU), the electric arc method. In view of the unique properties of DNAs, they may be used in transport engineering.

Keywords: nanoparticles carbon arc method, apparatus for producing carbon nanoparticles.

Вступ. Відкриття фулеренів у 1985 р. [1], було нагороджено Нобелівською премією з хімії. Це поклало початок дослідженням наночасток вуглецю. Основним елементом їх є графітова поверхня, викладена правильними п'яти та шестикутниками з атомами вуглецю, які розташовані у вершинах. Такі поверхні мають замкнену сферичну або сфероїдальну форму, їх назвали фулеренами. Крім того, залежно від умов отримання, графітовий шар може створювати також і протяжні структури у вигляді порожніх циліндрів, які назвали нанотрубками [2].

Означені структури відрізняються широким розмаїттям корисних фізико-хімічних властивостей, які можуть бути використані у транспортному машинобудуванні, що приваблює значну кількість дослідників та вчених. У даній роботі представлені результати розробки пристрою для отримання наночасток вуглецю електродуговим способом та визначення оптимальних умов створення нанотрубок та фулеренів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проведений раніше докладний пошук та аналіз технічної і патентної літератури з методів отримання високоструктурованих наночасток вуглецю (ВНВ) [3] дозволив зробити такі висновки:

- для промислового отримання ВНВ може бути використаний піролізний метод, для лабораторного отримання та проведення НДР в галузі вивчення ВНВ доцільно використовувати електродуговий та метод лазерного випаровування графіту. В них поєднується можливість управління складом вихідного продукту з простотою отримання ВНВ;

- найбільш перспективними галузями застосування ВНВ є створення нових конструкційних антифрикційних матеріалів і присадок до мастильних матеріалів;

- впровадження ВНВ в зазначених областях вимагає проведення спеціальних теоретичних і експериментальних досліджень.

Серед перелічених методів отримання ВНВ було обрано електродуговий метод, який є самим простим у реалізації і дає вихід корисних продуктів до 15%.

З метою розробки пристрою для отримання ВНВ був проведений огляд та аналіз великої кількості патентного матеріалу вже відомих конструкцій установок [4].

Серед розглянутих конструкцій привернув увагу до себе пристрій для одержання фулеренової сажі [5], який дозволяє формувати електроди в процесі роботи безпосередньо в реакторі без зупинки останнього.

Аналіз недоліків даної конструкції дозволив розробити нову конструкцію пристрою, запропоновану авторами. На цю конструкцію був отриманий патент [6].

Згідно з винаходом електроди формуються з чистого графітового порошку, який не містить зв'язувальних речовин (це дозволяє усунути недолік прототипу і підвищити якість отриманих наночасток вуглецю), а прес оснащений голковим глибинним трамбувальним вузлом з кулачковим приводом. Винахід дає можливість отримати наночастки вуглецю безперервно без зупинення реактора, що підвищує його продуктивність. Крім того, пристрій дає можливість отримати наночастки вуглецю високої хімічної частоти. Докладніше конструкція пристрою була описана в [7].

Постановка проблеми. Аналіз останніх досліджень і огляд публікацій дозволяє сформулювати вимоги до конструкції лабораторної установки для отримання наночасток вуглецю. Так, наприклад, автори вважають доцільним використовувати готові графітові електроди для спектрального аналізу, які серійно виготовляє промисловість. Незважаючи на значну вартість, вони виготовлені достатньо якісно і мають незначні хімічні домішки. Їх використання суттєво спрощує конструкцію приладу.

Визначення мети та задачі. Метою даної роботи є розробка лабораторного пристрою для отримання наночасток вуглецю електродуговим методом.

Основна частина. На кафедрі БКВРМ був спроектований та виготовлений пристрій для отримання наночасток вуглецю електродуговим способом (рис. 1).

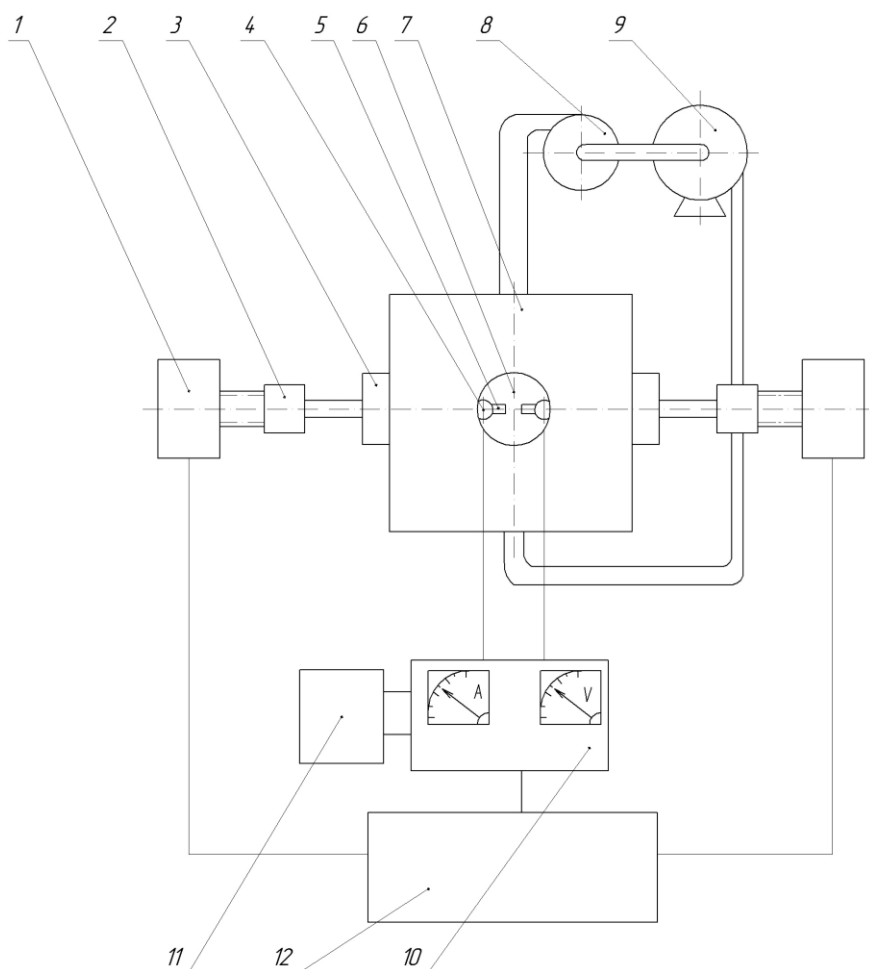


Рис. 1. Схема пристрою для отримання наночастинок вуглецю:

1 – пристрій подачі електрода; 2 – муфта електроізолювана; 3 – вакуумне ущільнення; 4 – струмоввід; 5 – електрод; 6 – вікно для спостереження; 7 – реактор; 8 – циклон; 9 – насос циркуляційний; 10 – комутатор; 11 – джерело живлення; 12 – система керування

Пристрій складається з таких основних вузлів: реактора 7, системи циркуляції гелію 9, системи відділення фулеренової сажі від гелію 8, системою подачі електродів 1, вакуумних ущільнень 3, джерела живлення 11, комутатора 10 та системи керування 12.

Працює даний пристрій у такий спосіб. Графітові електроди 5 вставляються в струмовводи 4 і через електроізолювані муфти під'єднуються до пристроїв подачі електродів 1. Внутрішню порожнину реактора 7 вакуумують, після цього в проточну частину подається гелій, вмикається циркуляційний насос 9. Вмикається джерело живлення 11 та система керування 12. Відповідно до заданої програми мікропроцесор системи керування 12 за допомогою пристроїв подачі електродів 1

виконує зведення електродів до загоряння електричної дуги, за якою ведеться спостереження через вікно 6. У процесі роботи реактора на одному з електродів утворюється вуглецевий депозит, наявність якого заважає роботі пристрою, тому комутатор 10 періодично перемикає полярність струму, що подається на струмовводи 4, відповідно до програми системи керування 12. При роботі пристрою плазма, що утворюється між електродами, випаровує графітові електроди та виноситься потоком гелію разом з фулереновою сажею і наночастиками вуглецю з реактора та осаджується у циклоні 8. Після згоряння двох електродів установка вимикається для перенавантаження електродів та вивантаження фулеренової сажі з циклону 8.

Процес очищення фулеренової сажи та розподілення на складові (графени, нанотрубки, фулерени та вуглецеві частки) виконується за стандартною технологією.

На рис. 2 показана лабораторна установка для одержання наночасток вуглецю електродуговим способом, яка реалізує принцип дії схеми на рис. 1. Нумерація позицій на схемі 1 та рис. 2 однакова, але додатково на рисунку 2 показана система охолодження струмоводів 13, яка являє собою бак з електронепровідною рідиною, циркуляційний

насос та радіатор з вентилятором охолодження, блоком живлення. Також показаний балон з гелієм 14, який забезпечений редукційним клапаном, регулятором потоку та контрольними манометрами. Вакуумний компресор 15, який забезпечує глибину вакууму до мінус 1 кг/см^2 . Система охолодження реактора та циклона 16 представляє собою бак з водою, відцентровий циркуляційний насос, радіатор, вентилятор, блок живлення. До складу установки також входить вакуумметр 17.

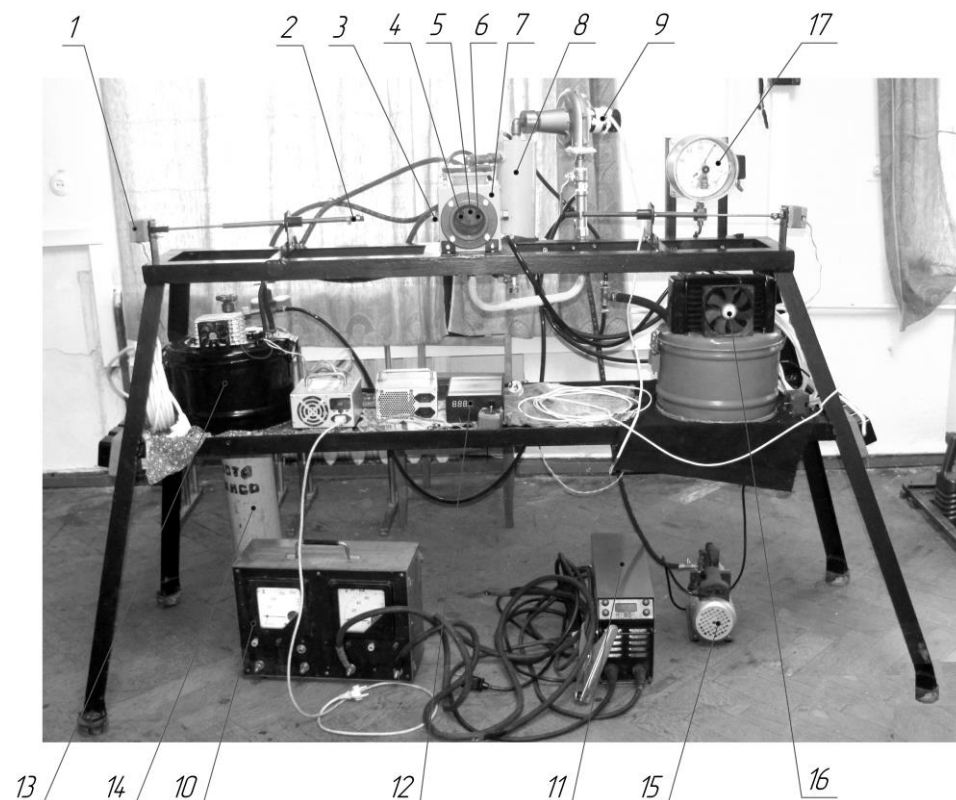


Рис. 2. Лабораторна установка для одержання наночасток вуглецю електродуговим способом:
 1 – пристрій подачі електрода; 2 – муфта електроізолювана; 3 – вакуумне ущільнення; 4 – струмоввід; 5 – електрод; 6 – вікно для спостереження; 7 – реактор; 8 – циклон; 9 – насос циркуляційний; 10 – комутатор; 11 – джерело живлення; 12 – система керування; 13 – система охолодження струмоводів; 14 – балон з гелієм; 15 – вакуумний компресор; 16 – система охолодження реактора та циклона; 17 – манометр - вакууметр

Технічні характеристики лабораторної установки для одержання наночасток вуглецю електродуговим способом:

1. Стабілізована напруга живлення вуглецевих електродів, В 10-60.
 2. Стабілізований струм живлення вуглецевих електродів, А 5-180.

3. Потужність інвертора живлення електродів, Вт 50-10800.

4. Швидкість подачі вуглецевих електродів, мм/хв. 0,01-30.

5. Тиск гелію у реакторі, Мпа $\pm 0,1$.

6. Ємність системи охолодження струмоводів, л 25.

7. Ємність системи охолодження реактора, л 30.
8. Вага пристрою, кг 300.

Висновки:

1. Проведений аналіз методів отримання наночастинок вуглецю, який показав, що найбільш перспективним є електродуговий.

2. Проведений аналіз та огляд конструкцій приладів для отримання наночастинок вуглецю.

3. Розроблена та виготовлена нова конструкція лабораторного приладу для отримання наночастинок вуглецю, які можливо використовувати в вузлах тертя транспортних машин.

Список використаних джерел

1. Kroto H W et al. Nature 318 162 (1985).
2. Iijima S Nature (London) 354 56 (1991).
3. Воронин, С.В. Аналітичний обзор технологій получения висоструктуризованих наночастиц углерода [Текст] / С.В. Воронин, А.В. Суранов, А.А. Суранов // сб. науч. трудов ХНУБА. – Харьков: ХОТВ АБУ, 2013. – Вып. 73. – С. 212-223.
4. Воронін, С.В. Огляд та аналіз конструкцій установок для отримання наночастинок вуглецю електродуговим методом [Текст] / С.В. Воронін, Д.В. Онопрейчук, Суранов О.О., Амінов Д.О. // зб. наук. праць Укр. держ. акад. заліз. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – Вип. 141. – С. 253-258.
5. <http://www.freepatent.ru/patents/2418741> (патент №24181741).
6. Пристрій для отримання наночастинок вуглецю електродуговим способом [Текст]: пат. 105616 Україна: МПК С01В 31/02, В82В 3/00 /Воронін С.В., Суранов О.В., Онопрейчук Д.В., Суранов О.О., Суранов Д.О., Стефанов В.О.; заявник УкрДАЗТ. - заявл. 30.09.2013; опубл. 25.05.2014, Бюл. №10. - 9 с.
7. Воронін, С.В. Лабораторний стенд для отримання наночастинок вуглецю електродуговим методом [Текст] / С.В. Воронін, О.О. Суранов, О.В. Суранов // тези доп. на міжнародній наук.-техн. конференції "Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті №76 (15-17 квітня 2014 р.): зб. наук. праць Укр. держ. акад. заліз. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2014. – Вип. 143. – С. 267.

Рецензент д-р техн. наук, професор М.П. Римарчук

Воронін Сергій Володимирович, канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту. Тел. (057) 730-10-66. E-mail: voronin.sergey@ukr.net.

Суранов Олексій Владиславович, канд. техн. наук, доцент кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин. Тел. 095-810-69-75.

Суранов Олексій Олексійович, інженер. Тел. 093-695-89-07.

Sergey Voronin, kand. tekhn. sciences, associate professor, manager of department of build, travel and freight-unloading machines. Ukrainian state academy of railway transport. E-mail: voronin.sergey@ukr.net.

Suranov Alexei, kand. tekhn. sciences, associate professor of department of build, travel and freight-unloading machines. Ukrainian state academy of railway transport.

Suranov Alexei Jr., inzhnener tel. 093-695-89-07.

Kuts Volodymyr, undergraduate of department of build, travel and freight-unloading machines. Ukrainian state academy of railway transport.

УДК 621.863.2

НОВИЙ ПІДХІД ДО РОЗРАХУНКУ КАНАТНОГО БАРАБАНА

Д-р техн. наук Н.М. Фідровська

НОВЫЙ ПОДХОД К РАСЧЕТУ КАНАТНОГО БАРАБАНА

Д-р техн. наук Н.Н. Фидровская

NEW APPROACH FOR CALCULATION OF ROPED DRUM

Doctor of science N. Fidrovska

У статті розглянута проблема циліндричної оболонки канатного барабана під дією несиметричного навантаження. На основі встановлених закономірностей вплив різних параметрів каната і барабана розроблена уточнююча методика розрахунку обичайки канатного барабана, яка дозволяє реально оцінити напружений стан обичайки барабана, яка переоцінювалася в 1,5-2 рази розрахунками, які проводилися до цього.

Ключові слова: канатний барабан, сили тертя, геометричні та пружні властивості, критичне навантаження.

В статье рассмотрена проблема цилиндрической оболочки канатного барабана под действием несимметричной нагрузки. На основании установленной закономерности влияния различных параметров каната и барабана разработана уточненная методика расчета обечайки канатного барабана, которая позволила реально оценить напряженное состояние обечайки барабана, которое переоценивалось проводимыми ранее расчетами в 1,5-2 раза.

Ключевые слова: канатный барабан, силы трения, геометрические и упругие свойства, критическая нагрузка.

In article one should solve the problem of cylindrical casings walls sag of roped drum which is occupied with asymmetrical load using equation of Eelier for variation task. On the ground of established regularity of influence different characteristics of rope and drum the refined design procedure of rope drum shell ring is developed that allowed to appraise real the stress condition of drum shell ring that was overrated by earlier calculations up 1,5-2 times.

Key words: rope drum, friction forces, geometry and elastic response, critical load.

Вступ. Розрахунки міцності кранових барабанів базуються на рішенні Ламе 1852 [1] року, яке отримано для навантаження товстостінної нескінченної труби, що зовсім не відповідає розмірам канатних барабанів, які можна віднести до тонкостінних оболонок, які під дією зовнішнього тиску можуть втратити не міцність, а стійкість. Наближеність цієї формули для випадку канатних барабанів очевидна, тому що вона не враховує ні довжини барабана, ні напруження біля лобовин та ребер жорсткості. Крім цього, враховуючи змінність натягу каната в результаті його пружності та дії сил тертя, зрозуміло, що тиск на барабан не може бути постійним.

В навчальних посібниках, монографіях, довідниках розрахунки на стійкість канатних

барабанів базуються на дослідженні Р.Мізеса [2], який розглядав гладку тонкостінну трубу, краї якої вільно опираються. Але в цьому рішенні величина критичного тиску недооцінювалася, тому що не було враховано закріплення країв і довжина оболонки, а також тиск приймався постійним по всій довжині оболонки і мав максимальне значення.

Це приводить до безпідставного збільшення товщини стінки барабана або підсилено її кільцями або ребрами.

Аналіз останніх досліджень. Наближені розрахунки барабанів вантажопідіймальних машин часто виявляються недостатніми [3,4,5,6,7]. Головним недоліком формул, які застосовуються для розрахунків канатних барабанів, являється недооцінка міцності

циліндричної оболонки барабана, і в наслідок цього, більша металоемкість.

При контакті каната і барабана між ними виникають сили тертя, які необхідно враховувати при розрахунках як каната, так і барабана. Досить часто при цьому використовують залежність Ейлера, отриману для тертя нитки по шківу. При цьому, як правило, не обмежують область застосування цієї формули і наводять деякі моменти, які суттєво впливають на формування сил тертя між гнучким органом та поверхнею, яка огинається.

Основна частина дослідження. Але канат представляє собою досить складну пружну систему, яка в значній мірі відрізняється від нерозтягнутої нитки. Для врахування пружних і геометричних властивостей каната і барабана вводимо поправочний коефіцієнт k [8]

$$k = \frac{E_k d_k}{E_b \sqrt{R\delta}} \quad (1)$$

де d_k - діаметр каната;

E_k, E_b - модулі пружності відповідно каната і барабана;

R - радіус барабану;

δ - товщина стінки барабану.

Тоді натягнення канату буде змінюватися за наступним законом

$$w = \left[\cos(\rho \sin \varphi x) (C_1 e^{\rho \cos \varphi x} + C_2 e^{-\rho \cos \varphi x}) + A e^{-k\mu \frac{l-x}{h}} \right] \cos n\varphi, \quad (3)$$

де

$$C_1 = \frac{2 + \nu(n^2 - 3) - \frac{4\pi^2 k^2 \mu^2 R^2}{h^2}}{J_0 R} \times$$

$$\times \left[e^{-\rho} - \frac{\cos \varphi (1 + \rho \cos 2\varphi L)}{e^{\rho \cos \varphi L} (\cos \varphi L + \rho \cos 2\varphi L) - e^{\rho(2 - \cos \varphi L)} (\cos 2\varphi L - \cos \varphi L)} \right] +$$

$$+ \frac{4\pi^2 k^2 \mu^2 A e^{-k\mu \frac{L-l}{h} 2\pi}}{h^2 \rho \varphi^2 \cos(\rho \sin \varphi L) \left[e^{\rho \cos \varphi L} (\cos \varphi L + \rho \cos 2\varphi L) - e^{\rho(2 - \cos \varphi L)} (\cos 2\varphi L - \cos \varphi L) \right]}$$

$$T = T_0 e^{-k\mu\alpha} \quad (2)$$

де T_0 - натягнення канату в точці сходу з барабана;

μ - коефіцієнт тертя;

α - кут навивки каната на барабан.

Підставляючи цю формулу в систему рівнянь Кірхгофа для елемента каната, навитого на барабан, можна отримати осьову і поперечні сили і нормальне навантаження в залежності від геометричних і пружних властивостей каната і барабана.

Наближеність цієї формули для випадку канатних барабанів очевидна, тому що вона не враховує ні довжини барабана, ні напруження біля лобовин та ребер жорсткості. Крім цього, враховуючи змінність натягу каната в результаті його пружності та дії сил тертя, зрозуміло, що тиск на барабан не може бути постійним.

Використовуючи енергетичний метод рішення варіаційної задачі для циліндричної оболонки, розроблений С.Н.Каном, відмовившись від двох прийнятих ним гіпотез про відсутності зсуву в серединній поверхні і розтягненні оболонки в окружному напрямку, була отримана формула для визначення прогину оболонки барабану в залежності від жорсткості закріплення країв та нерівномірності навантаження.

$$C_2 = \frac{\left[\frac{4\pi R^2 k^2 \mu^2}{h^2} - 2 - \nu(n^2 - 3) \right] i_m^2 (\cos \varphi L + \rho \cos 2\varphi L)}{J_0 \operatorname{Re}^{-\rho(2-\cos \varphi L)} (\cos \varphi L + \rho \cos 2\varphi L)}.$$

Умова рівності робіт внутрішніх і зовнішніх сил ортотропної конструкції, яка знаходиться в стані байдужої рівноваги з радіальним переміщенням [9]

$$U = \int_0^L \Gamma dx = 0, \quad (4)$$

$$B = \frac{1}{2} m_\varphi \chi_\varphi + \frac{1}{2} m_{x\text{дор}} \chi_x + m_{x\varphi\text{дор}} \chi_{x\varphi} + \frac{\delta}{2} \sigma_{x\text{дор}} \varepsilon_x + \frac{\delta}{2} \sigma_\varphi \varepsilon_\varphi - m_{\varphi_0} \chi_\varphi,$$

де $(-m_{\varphi_0} \chi_\varphi = -p_{kp} w)$ представляють собою потенціал зовнішніх сил, взятий з оборотним знаком.

Робота радіального навантаження p_{kp} на радіальні переміщення w дорівнює нулю, так як $\int_0^L \cos n\varphi d\varphi = 0$. Але від навантаження p_{kp} в оболонці виникають кільцеві зусилля

де потенційна енергія системи на одиницю довжини

$$\Gamma = \int B R d\varphi, \quad (5)$$

де

$\sigma_\varphi \delta = p_{kp} R$, які на радіальних переміщеннях w створюють кільцеві моменти згину $p_{kp} R w$.

Ці моменти в свою чергу виконують роботу внаслідок зміни кривизни χ_φ .

Коефіцієнт $\frac{1}{2}$ пов'язаний з тим, що радіальні переміщення, які визначають кільцеві моменти $p_{kp} R w$, змінюються поступово.

Підставляємо переміщення у вигляді, який був отриманий нами раніше:
- радіальні

$$w = f(x) \cos n\varphi,$$

де
колові

$$f(x) = \cos(\rho \sin \phi x) (C_1 e^{\rho \cos \phi x} + C_2 e^{-\rho \cos \phi x}) + A e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi}; \quad (6)$$

$$\nu = \frac{T_0 \operatorname{Re}^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi}}{E\delta} (\sin \gamma - \nu \cos \gamma) (\varphi - \pi) - \frac{f(x) \sin n\varphi}{n}; \quad (7)$$

$$u = \frac{T_0 (1-\nu^2) h e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi}}{2\pi k \mu E \delta} \left[\cos \gamma - \frac{\nu}{1-\nu^2} (\sin \gamma - \nu \cos \gamma) \right] \left(e^{k\mu \frac{2\pi x}{h}} - 1 \right). \quad (8)$$

Тоді

$$\begin{aligned} \Gamma = & \frac{\pi D}{2R} \left\{ \left[\frac{(n^2 - 1)^2}{R^2} + \frac{24(1 - \nu^2)}{\delta^2} \right] f^2(x) - 2\nu(n^2 - 1) \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} f(x) \right\} + \\ & + \frac{\pi D}{2R} \left[R^2 \left(\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \right)^2 + (1 - \nu) \frac{(n^2 - 1)^2}{n^2} \left(\frac{\partial f}{\partial x} \right)^2 - \frac{R^2 p_o}{D} e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi} f(x) \right] \\ & + \frac{\pi R^3 \delta p_o^2 (1 - \nu^2) e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi}}{2E} \left[\cos \gamma - \frac{\nu}{1 - \nu^2} (\sin \gamma - \nu \cos \gamma) \right]^2. \end{aligned} \quad (9)$$

Враховуючи те, що останній член рівняння на декілька порядків менше останніх членів рівняння з невеликою погрішністю ним можна знехтувати.

Тоді після інтегрування виразу (9) отримаємо

$$U = \int_0^L \left(\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \right)^2 - a_1 \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} f(x) + a_2 \left(\frac{\partial f}{\partial x} \right)^2 + a_3 f^2(x) - \frac{2p_0}{D} e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi} f(x), \quad (10)$$

де

$$a_1 = \frac{2(n^2 - 1)\nu}{R^2};$$

$$a_2 = \frac{2(1 - \nu)(n^2 - 1)^2}{R^2};$$

$$a_3 = \frac{1}{R^2} \left[\frac{(n^2 - 1)^2}{R^2} + \frac{12(1 - \nu^2)}{\delta^2} \right].$$

Після інтегрування рівняння (5.16) отримаємо

$$U = b_1 - a_1 b_2 + a_2 b_3 + a_3 b_4 - \frac{2p_0}{D} e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} b_5 = 0, \quad (11)$$

де

$$\begin{aligned} b_1 = & \frac{\rho^4 \varphi^4}{4} \left(L + \frac{\sin 4\varphi L}{2\varphi} \right) \left[C_1^2 \left(e^{2\rho} + \frac{1}{2\varphi} \right) + C_2 (C_1 + C_2) \left(e^{-2\rho} + \frac{1}{2\varphi} \right) \right] + \\ & + \frac{\rho^5 \varphi^2}{4} (C_1^2 - C_2^2) \left(\frac{1}{5} \sin 5\varphi L + \frac{1}{3} \sin 3\varphi L \right) - \\ & - \rho^5 \varphi^2 C_1 C_2 e^{-2\rho} \left(\frac{1}{10} \sin 5\varphi L + \frac{1}{6} \sin 3\varphi L + 5 \sin \varphi L \right) + \\ & + \frac{\rho^3 \varphi^3 C_1^2}{2} \left[\left(e^{2\rho} + \frac{1}{\varphi} \right) \left(\frac{\sin 3\varphi L}{3} + \sin \varphi L \right) \right] + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & +\rho^4\varphi^3(C_1^2-C_2^2)\left(\frac{\sin 4\varphi L}{8\varphi}+\frac{\sin 2\varphi L}{\varphi}+\frac{L}{2}-\frac{\sin \varphi L}{\varphi}\right)- \\
 & -\frac{\rho^3\varphi^3C_2^2}{2}\left(e^{-2\rho}+\frac{1}{\varphi}\right)\left(\frac{\sin 3\varphi L}{3}+\sin \varphi L\right)+\frac{\rho^2\varphi^4C_1^2}{4}\left(e^{2\rho}+\frac{1}{\varphi}\right)\left(L+\frac{\sin 2\varphi L}{2\varphi}\right)+ \\
 & +\frac{\rho^3\varphi^2(C_1^2-C_2^2)}{4}\left(\frac{\sin 3\varphi L}{3}+3\sin \varphi L\right)+\frac{\rho^2\varphi^4C_2(C_2-C_1)}{4}\left(e^{-2\rho}+\frac{1}{\varphi}\right)\left(L+\frac{\sin 2\varphi L}{2\varphi}\right)- \\
 & -\frac{\rho^3\varphi^3C_1C_2}{2}\left(\frac{\sin 3\varphi L}{3}+3\sin \varphi L\right)+ \\
 & +2A\rho^2C_1e^{-k\mu\frac{L}{h}2\pi}\frac{4\pi^2k^2\mu^2}{h^2}\left[\sin \varphi L+\rho\left(L+\frac{\sin 2\varphi L}{2}\right)\right]- \\
 & -2A\rho^2\varphi(C_1+C_2)\frac{4\pi^2k^2\mu^2}{h^2}e^{-k\mu\frac{L}{h}2\pi}\frac{e^{k\mu\frac{L}{h}2\pi}\left(\frac{2\pi k\mu}{h}\cos 2\varphi L+2\varphi\sin 2\varphi L\right)-\frac{2\pi k\mu}{h}}{4\pi^2k^2\mu^2+h^2}+ \\
 & +\frac{A\rho^32\pi^2k^2\mu^2}{h^2}(C_2-C_1)e^{-k\mu\frac{L}{h}2\pi}\frac{e^{k\mu\frac{L}{h}2\pi}\left(\frac{2\pi k\mu}{h}\cos 3\varphi L+3\varphi\sin 3\varphi L\right)-\frac{2\pi k\mu}{h}}{4\pi^2k^2\mu^2+9\varphi^2}+ \\
 & +\frac{A\rho^32\pi^2k^2\mu^2}{h^2}(C_2-C_1)e^{-k\mu\frac{L}{h}2\pi}\frac{e^{k\mu\frac{L}{h}2\pi}\left(\frac{2\pi k\mu}{h}\cos \varphi L+\varphi\sin \varphi L\right)-\frac{2\pi k\mu}{h}}{4\pi^2k^2\mu^2+\varphi^2}- \\
 & -2A\rho\varphi\frac{4\pi^2k^2\mu^2}{h^2}(C_1-C_2)e^{-k\mu\frac{L}{h}2\pi}\frac{e^{k\mu\frac{L}{h}2\pi}\left(\frac{2\pi k\mu}{h}\cos \varphi L+\varphi\sin \varphi L\right)-\frac{2\pi k\mu}{h}}{4\pi^2k^2\mu^2+\varphi^2}- \\
 & -A\rho^2\varphi\frac{\pi k\mu}{h}(C_1+C_2)e^{-k\mu\frac{L}{h}2\pi}\left(e^{k\mu\frac{L}{h}2\pi}-1\right)- \\
 & -A\rho^2\varphi\frac{4\pi^2k^2\mu^2}{h^2}(C_1+C_2)e^{-k\mu\frac{L}{h}2\pi}\frac{e^{k\mu\frac{L}{h}2\pi}\left(\frac{2\pi k\mu}{h}\cos 2\varphi L+2\varphi\sin 2\varphi L\right)-\frac{2\pi k\mu}{h}}{4\pi^2k^2\mu^2+h^2}+
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + A^2 \frac{8\pi^3 k^3 \mu^3}{h^3} e^{-k\mu \frac{L}{h} 4\pi} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 4\pi} - 1 \right) \\
 b_2 = & - \frac{\rho^2 \varphi C_1^2}{2} \left[\frac{\sin 2\varphi L}{2} \left(\frac{1}{\varphi} - e^{2\rho} \right) + \frac{\rho}{\varphi} \left(\frac{\sin 3\varphi L}{3} + \sin \varphi L \right) \right] - \\
 & - \rho^2 \varphi C_1 C_2 \left[\frac{\sin 2\varphi L}{2} + e^{-2\rho} L + \frac{\rho}{\varphi} e^{-2\rho} \left(\frac{\sin 3\varphi L}{3} + \sin \varphi L \right) \right] - \\
 & - \frac{\rho^2 \varphi C_2^2}{2} \left[\left(e^{-2\rho} + \frac{1}{\varphi} \right) \frac{\sin 2\varphi L}{2} - \frac{\rho}{\varphi} \left(\frac{\sin 3\varphi L}{3} + \sin \varphi L \right) \right] - \\
 & - \frac{\rho \varphi C_1^2}{2} \left[\sin \varphi L \left(e^{2\rho} + \frac{1}{\varphi} \right) + \rho \left(L + \frac{\sin 2\varphi L}{2} \right) \right] + \\
 & + \frac{\rho \varphi C_2^2}{2} \left[\left(e^{-2\rho} + \frac{1}{\varphi} \right) \sin \varphi L - \rho \left(L + \frac{\sin 2\varphi L}{\varphi} \right) \right] - \\
 & - A \rho^2 \varphi (C_1 + C_2) e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos 2\varphi L + 2\varphi \sin 2\varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\varphi^2} + \\
 & + \frac{A \rho^3 \varphi}{2} (C_1 + C_2) e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos \varphi L + \varphi \sin \varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \varphi^2} - \\
 & - \frac{A \rho^3 \varphi}{2} (C_1 - 3C_2) e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos 3\varphi L + 3\varphi \sin 3\varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 9\varphi^2} - \\
 & - A \rho \varphi^2 (C_1 + C_2) e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos \varphi L + \varphi \sin \varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \varphi^2} - \\
 & - \frac{A \rho^2 \varphi^2 h}{4\pi k \mu} (C_1 - C_2) e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} - 1 \right) - \\
 & - \frac{A \rho^2 \varphi^2}{2} (C_1 - C_2) e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos 2\varphi L + 2\varphi \sin 2\varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\varphi^2} +
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{2A^2 \pi k \mu}{h} e^{-k\mu \frac{L}{h} 4\pi} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 4\pi} - 1 \right) \\
 b_3 = & \frac{\rho^2 \varphi^2 (C_1^2 + C_2^2)}{4} \left[e^{2\rho} \left(1 - \frac{\sin 2\varphi L}{2\varphi} \right) + \frac{L}{\varphi} - \frac{\sin 2\varphi L}{2\varphi^2} - \frac{\sin 2\varphi L}{2\varphi} \right] - \\
 & - \frac{\rho^3 \varphi (C_1^2 - C_2^2)}{4} \left(\frac{1}{3\varphi} \sin 3\varphi L - \frac{\sin 3\varphi L}{3} - \frac{\sin \varphi L}{\varphi} \right) - \\
 & - \frac{4A\rho\varphi\pi k\mu(C_1 + C_2)}{h} e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k\mu}{h} \sin \varphi L - \varphi \cos \varphi L \right) + \varphi}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \varphi^2} - \\
 & - \frac{2A\rho^2\varphi\pi k\mu(C_1 - C_2)}{h} e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k\mu}{h} \sin 2\varphi L - 2\varphi \cos 2\varphi L \right) + 2\varphi}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\varphi^2} - \\
 & - \frac{\rho^3 \psi (C_1^2 - C_2^2)}{4} \left[\frac{\sin 3\psi L}{3} \left(\frac{1}{\psi} - 1 \right) - \frac{\sin \psi L}{\psi} \right] + \frac{2A^2 \pi k \mu}{h} e^{-k\mu \frac{L}{h} 4\pi} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 4\pi} - 1 \right) - \\
 & - \frac{\rho^2 \psi^2 C_1 C_2}{2} \left[\left(1 + \frac{e^{-2\rho}}{\psi} \right) \left(L - \frac{\sin 2\psi L}{2\psi} \right) + \frac{4\rho}{\psi^2} e^{-2\rho} \sin \psi L \right] - \\
 & - \frac{2A\rho^2\psi\pi k\mu(C_1 - C_2)}{h} e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k\mu}{h} \sin 2\psi L - 2\psi \cos 2\psi L \right) + 2\psi}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\psi^2} - \\
 b_4 = & \frac{C_1^2}{2\psi} (L + 2\rho \sin \psi L + \psi e^{2\rho} L) + C_1 C_2 \left(L + \frac{2\rho}{\psi} e^{-\rho} \sin \psi L + \psi e^{-\rho} L \right) + \\
 & + \frac{C_2^2}{2\psi} (L + e^{-2\rho} - 2\rho \sin \psi L) + \frac{Ah}{\pi k \mu} e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} - 1 \right) \left[\frac{1}{\psi} (C_1 - C_2) + \frac{Ah}{4\pi k \mu} \right] + \\
 & + \frac{2A\rho(C_1 + C_2)}{\psi} e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k\mu}{h} \cos \psi L + \psi \sin \psi L \right) - \frac{2\pi k\mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \psi^2}.
 \end{aligned}$$

Висновки. Ми отримали рішення для критичного тиску канатного барабана з урахуванням жорсткості закріплення країв і нерівномірності навантаження. Дані теоретичних розрахунків дали добре спів

падання з експериментальними дослідженнями і показали, що напружений стан обичайки барабана значно менший, ніж це показують наближені методи розрахунків.

Список використаних джерел

1. Lame.G. Lecons sur la theorie...de lelasticite, Gauthier-Villars, Paris,1852.
2. Mises R. Der kritiche Aussendruck zylindrische Rohre. Zeitschrift der VDI, 1914.Bd/58, № 196 s/750-755.
3. Mupende. I.; Otto. St. Institut smitteilung Nr. 27 .2002) 19-25 p.
4. Henschel. J. IMW – Institut smitteilung Nr. 24 (1999)- 29-36 p.
5. Dietz. P.; Mupende. I.; Schwarzer. T. IMW - Institutsmitteilung Nr. 30, (2005) 27-32.
6. Бондарев, В.С. Підйомно-транспортні машини [Текст] / В.С. Бондарев, О.І. Дубинець, М.П. Колісник [та ін.]. – К.: Вища шк., 2009. – 734 с.
7. Григоров, О.В. Вантажопідйомні машини [Текст] / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. – Харків: НТУ «ХП», 2006. – 300 с.
8. Фидровская, Н.Н. Напряженное состояние оболочки канатных барабанов [Текст] / Н.Н. Фидровская: сб. трудов VIII междунар. науч.-техн. конф. «Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов». – Хургада, Египет: 2009. – С. 35-36.
9. Фідровська, Н.М. Уточнений розрахунок канатного барабана на стійкість [Текст] / Н.М. Фідровська, О.В. Григоров // зб. наук. праць УПА. – Харків: Машинобудування. – №7-8. – С. 32-38.

Фідровська Наталя Миколаївна, д-р техн. наук, професор, кафедра металоріжучого обладнання і транспортних систем, Українська інженерно-педагогічна академія. Тел. 097969883. E-mail: mot@uipa.edu.ua.

Fidrovskia Natalia, doctor of technical sciences, professor, department «Metalworking machinery and transport systems», Ukrainian engineering and pedagogical academy. Tel.: 097969883 E-mail: mot@uipa.edu.ua.

УДК 658.011.46: 621-192

РІШЕННЯ ЗАДАЧ НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМНОГО АНАЛІЗУ І ЗНАТЬ ПРО ЗАКОН ЗМІНИ СТАНУ ОБ'ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Д-р техн. наук М.П. Ремарчук

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМНОГО АНАЛИЗА И ЗНАНИЙ О ЗАКОНЕ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ОБЪЕКТА ИССЛЕДОВАНИЯ

Д-р техн. наук Н.П. Ремарчук

SOLVING PROBLEMS THROUGH THE APPLICATION OF SYSTEM ANALYSIS AND KNOWLEDGE OF THE LAW OF THE STATE CHANGE OF THE OBJECT OF RESEARCH

Doct. of techn. sciences M.P. Remarchuk

Наведено ряд прикладів для пошуку найкращого рішення різних за складністю наукових задач для об'єктів дослідження, як технічних системи (ТС), відмінних за призначенням і конструктивним виконанням для стадій проектування або експлуатації на підставі застосування системного аналізу.

***Ключові слова:** системний аналіз, технічна система, задача, вхід, вихід, внутрішній стан, пошук рішення, імітаційне моделювання.*

Приведен ряд примеров для поиска наилучшего решения научной задачи для различных по сложности технических систем (ТС) по назначению и конструктивному исполнению на стадиях проектирования или эксплуатации на основании применения системного анализа

Ключевые слова: системный анализ, техническая система, задача, вход, выход, внутреннее состояние, поиск решения, имитационное моделирование.

Some examples are given to find the best solution of scientific problems for different complexity of technical systems (TS) by purpose and design in the design or operation on the basis of the system analysis taking into account knowledge about patterns of change in state of an object of research. Through the application of system analysis determines the magnitude of the rational (conditionally optimal) values of the parameter that provides the most efficient use of energy TC. The solution of complex problems is based on the use of simulation modeling and computer technologies.

Keywords: system analysis, technical system, task, input, output, and internal state of the solver, simulation.

Вступ. Відомо [1, 2, 3], що системний аналіз це метод дослідження різних об'єктів, зокрема технічних систем (ТС). Розглядаються такі ТС, результатом функціонування яких є процес перетворення енергії палива в корисну роботу при управлінні кваліфікованим спеціалістом-оператором при врахуванні впливу на них навколишнього середовища. До основних складових, що впливають на ТС відносяться вхід і вихід та складова яка характеризує процес перетворення входу у вихід, тобто така, що відповідає за внутрішній стан ТС. Внутрішній стан, як третя її складова може характеризувати стан ТС. При зміні умов проектування чи подальшого використанні ТС вхід, вихід та внутрішній стан завжди змінюється. Пошук найкращого рішення при проектуванні чи функціонуванні ТС при умові зміни всіх її складових, що характеризується визначенням раціональних (умовно оптимальних) параметрів, які забезпечують найбільш ефективно витрачання енергії є рішенням науково-практичної проблеми для досліджуваного об'єкту. Такий підхід являється актуальним напрямком, який створює можливості для удосконалення об'єкту дослідження на стадіях проектування та експлуатації за рахунок діагностування стану ТС.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Робочий процес досліджуваного об'єкту, як вказано вище, забезпечується присутністю людини, тобто природної системи. Тому таку систему назовемо, як змішану, []. Управління людиною ТС розглядається, в першу чергу, як процес перетворення інформації, тобто енергії. «Інформація» належить до числа головного поняття основ системного аналізу. ТС є досить різноманітними, тому їх можливо класифікувати за ступенем складності і змінності. За ступенем складності їх

підрозділяються на три групи: прості; складні; дуже складні. За ступенем змінності системи розподіляють на детерміновані і вірогідні. Структурний взаємозв'язок ТС і людини це сукупність елементів, які утворюють її цілісність, що дозволяє змішаній системі в зовнішньому середовищі виконувати корисну специфічну та різноманітну роботу. Процедуру поділу змішаної системи для отримання функціонально діючих підсистем, доцільно виконувати до рівня зручних для безпосереднього дослідження. Такі підсистеми, які не підлягають подальшому поділу, назовемо елементами цієї системи. Елемент системи – це межа поділу системи, з точки зору розгляду процесу подальших досліджень.

Дослідження при сумісному функціонуванні ТС і людини є досить складною задачею. В даній роботі розглядаються дослідження без участі людини тільки для ТС в цілому або її складових елементів.

Для спрощених досліджуваних ТС або їх елементів процесом їх розгляду може служити люба «інформація» яка передається з входу на її вихід. Причому, для ТС вихід Y розглядається як процес перетворення входу X через внутрішній стан S . Досліджуваний об'єкт, як ТС, згідно [3, 4] представляється згідно рис. 1.

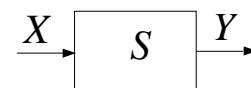


Рис. 1. Структурна схема об'єкту дослідження

Внутрішній стан S досліджуваної ТС, наведеної на рис. 1, визначається через знання функції входу X і виходу Y за формулою

$$S = Y/X. \quad (1)$$

Згідно залежності (1), у відповідності до досліджень [3, 4], внутрішній стан S може являтися критерієм ефективності проектування «розробки» або функціонування ТС в умовах експлуатації.

Для ТС, як об'єктів дослідження, був застосований системний аналіз при їх проектуванні та на стадії функціонування в умовах експлуатації, результати яких наведено в роботах [5, 6, 7, 8, 9, 10]. Результати наведених досліджень потребують внесення ряду уточнень та узагальнень для забезпечення широкого застосування їх на практиці.

Мета роботи і задачі досліджень. На підставі вищенаведеного, метою дослідження являється розробка методології рішення різноманітних задач на основі використання системного аналізу і знань про закон зміни стану об'єкта дослідження на стадії проектування ТС або її елементів та на стадії функціонування в умовах експлуатації. Для досягнення даної мети необхідно вирішити ряд задач, зокрема представити рішення задач:

– навести приклади дослідження ТС або їх елементів, як складових, для стадії проектування та для стадії функціонування в умовах експлуатації;

– вказати відмінності отриманих результатів відносно відомих досліджень.

Основна частина дослідження.

Приклади дослідження ТС представлено:

– на стадії проектування гідросистеми при виборі раціонального діаметру трубопроводу на всіх її ділянках для робочої рідини в заданому діапазоні зміни в'язкості;

– при функціонуванні в умовах експлуатації гідросистеми землерийної машини.

1. При проектуванні гідросистеми машини особливі труднощі виникають при визначенні діаметра трубопроводу на всіх ділянках гідросистеми. Якщо прийняти величину діаметра трубопроводу однаковою, як в основному виконують в реальних гідросистемах, крім магістралі для підводу робочої рідини до насосу. Для вирішення цього питання можна скористатись наведеною нижче методологією визначення раціонального (оптимального) діаметра трубопроводу для гідросистеми в цілому, як ТС, при використанні

робочої рідини заданої марки, наприклад МГ-30, з відомою закономірністю зміни її в'язкості. Ця методологія базується на основі роботи [7] при врахуванні всіх факторів, що впливають на процес проектування гідросистеми з гідродвигуном поступального руху визначають ККД гідросистеми для прямого напрямку руху штока $\eta_{i,j}^n$ або для зворотного напрямку руху штока $\eta_{i,j}^{zv}$ в залежності від характеру навантаження штока гідроциліндра, тобто в режимі прямого чи зворотного напрямку руху штока при врахуванні при проектуванні гідросистеми змінної величини діаметра трубопроводу dtr_j .

Критерій ефективності проектування гідросистеми за величиною раціонального діаметра трубопроводу визначається завдяки виявленню пропорційного зв'язку між змінною величиною ККД гідросистеми з гідродвигуном поступального руху для прямого напрямку руху штока $\eta_{i,j}^n$ чи зворотного напрямку руху штока $\eta_{i,j}^{zv}$, як виходу ТС, до параметру входу, зокрема до змінної величини діаметру трубопроводу dtr_j .

На підставі (1) з урахуванням напрямку руху штока (прямий чи зворотній) критерій ефективності представляється у вигляді:

– прямий напрямок руху штока

$$Ken = \eta_{i,j}^n / dtr_j \Rightarrow \max \quad (2)$$

– зворотній напрямок руху штока

$$Kez = \eta_{i,j}^{zv} / dtr_j \Rightarrow \max, \quad (3)$$

де Ken , Kez – критерій ефективності визначення раціональної величини діаметра трубопроводу на стадії проектування гідросистеми для прямого і зворотного напрямку руху штока гідроциліндра, відповідно;

$\eta_{i,j}^n$, $\eta_{i,j}^{zv}$ – параметр виходу ТС, що характеризує собою загальний ККД гідросистеми при прямому і зворотному напрямках руху штока гідроциліндра, відповідно;

d_{trj} – параметр виходу ТС, що характеризує собою змінну величину діаметру трубопроводу, мм.

На рис. 2 наведено результати, що показують характер зміни величини ККД гідросистеми для робочого режиму при виконанні гідроциліндром прямого напрямку руху штока $\eta_{i,j}^n$. Причому на рис. 2 це позначення замінено на $\eta_{i,0}$ $\eta_{i,40}$, які показують характер зміни ККД гідросистеми для мінімального та максимального значення діаметра трубопроводу, відповідно суцільна і штрихова криві, в залежності від величини змінної в'язкості ν_{c_i} робочої рідини, в сСт.

На рис. 3 представлений характер зміни критерію ефективності, що позначений як Ke , для визначення раціональної величини діаметра трубопроводу гідросистеми при виконанні

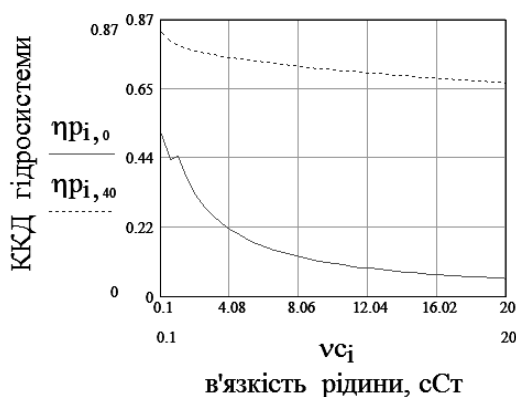


Рис. 2. Величина загального ККД гідросистеми при використанні робочої рідини МГ-30 в залежності від в'язкості робочої рідини

2. На стадії функціонування об'єкту дослідження в умовах експлуатації, як ТС, встановлення рішення задачі, а саме визначення гранично допустимого зниження показника внутрішнього стану, за формулою (1) не можливо. Причиною цього є те, що на стадії функціонування об'єкту дослідження, взаємозв'язки між функціями входу і виходу є відомими тільки на початковому етапі їх використання. В подальшому при використанні ТС вхід і вихід відносно початкових значень

гідроциліндром прямого напрямку руху штока. Так, суцільна крива відповідає значенню для мінімальної величини в'язкості робочої рідини, а штрихова крива для максимальної величини в'язкості робочої рідини. Причому, максимальне значення критерію ефективності на суцільній і штриховій кривих відповідає рішенням задачі по визначенню раціональної величини діаметра трубопроводу гідросистеми, як об'єкта дослідження. З аналізу отриманих результатів (див. рис. 3) можна зробити висновок, що для мінімальної величини в'язкості рідини діаметр трубопроводу відповідає величині на рівні 18...20 мм, а при умові росту в'язкості робочої рідини раціональний діаметр трубопроводу збільшується до 34...36 мм. Встановлення оптимальної величини діаметра трубопроводу потребує проведення додаткових досліджень.

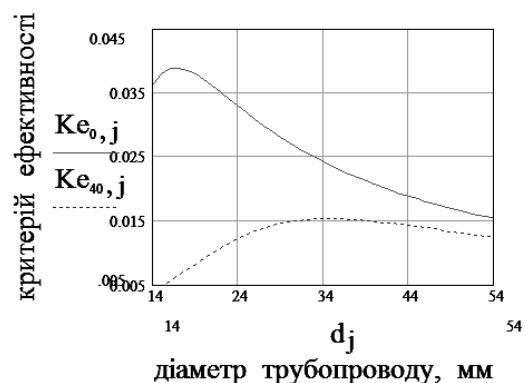


Рис. 3. Критерій ефективності в залежності від величини діаметра трубопроводу для гідросистеми, як об'єкту дослідження

постійно змінюються за невідомими закономірностями. Тому, для таких ТС найкращим рішенням задачі є пошук мінімального значення критерію ефективності, що характеризується деяким рівнем зниження, як раціональний рівень використання об'єкту дослідження на основі знань про закон зміни його стану, тобто входу і виходу як єдиного цілого. Розглядається така ТС, що функціонує в навколишньому середовищі на основі перетворення енергії палива в потужність

двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), тобто потужність входу ТС. Завдяки, наприклад гідросистемі і трансмісії об'єкта дослідження потужність входу перетворюється в корисну роботу, що визначається теж у вигляді потужності, оскільки продуктивність і опір виконанню роботи, зокрема, опір копанню ґрунту сумісно виражають собою потужність на виході ТС. Кожна із потужностей входу і виходу розподіляються, що найменше, на дві складові. Враховуючи наведене, методологія визначення критерію ефективності, наприклад для функціонування землерийної машини, складовою якої є гідросистема, зводиться до наступного. Для об'єкта дослідження, у якого вхід і вихід складається з двох частин, представлено на рис. 4.

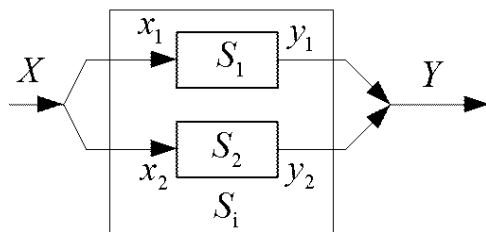


Рис. 4. Загальна структурна схема ТС на стадії її функціонування в умовах експлуатації

Внутрішній стан досліджуваної системи S_i , наведеної на рис. 4, при функціонуванні її в умовах експлуатації визначається через знання складових входу x_1 і x_2 та виходу y_1 і y_2 за формулою

$$S_i = \frac{S_1 + S_2}{2} = 0,5 \cdot \left(\frac{y_1}{x_1} + \frac{y_2}{x_2} \right). \quad (4)$$

Залежність (4) дозволяє визначити найкраще рішення у якості гранично

допустимого зниження параметру функціонування, тобто внутрішнього стану, як критерію ефективності даної ТС. Методологія отримання критерію ефективності для вказаного вище об'єкта дослідження на стадії функціонування його в умовах експлуатації, наведена в табл. 1.

На підставі (4) отримана залежність (5), що наведена в табл. 1, яка в якості критерію ефективності досліджуваного об'єкта, за своєю суттю, відображає внутрішній стан як коефіцієнт корисної дії (ККД).

Для забезпечення ефективного використання теорії і практичних методів системного аналізу при прийнятті рішень по визначенню і управлінню станом складних систем, із входом яких є "паливо", а виходом "продуктивність", до яких відносяться ТС із ієрархічним (багаторівневим) розподілом потужності ДВЗ між підсистемами, то для цього об'єкта дослідження необхідно представити його структурну схему досліджуваної ТС. Складові елементи такої ТС за функціональним зв'язком забезпечують перетворення палива в потужність, а її в механічну, а далі в гідравлічну і знову в механічну енергію і утворюють цілком визначену ієрархічність і цілісність для виконання корисної роботи. Для такого об'єкта дослідження властивий інтегральний показник, що визначається продуктивністю роботи, яка є характерною для системи в цілому і не є властивим показником жодному з її окремих елементів складної ТС. Цілісність ТС це принципова відмінність властивості системи в цілому до властивостей окремих складових елементів, які її утворюють, і водночас залежність властивостей кожного елемента від його місця та функцій в складі системи. Наприклад, для гідрофікованої землерийної машини, як об'єкта дослідження, на рис. 5 наведена структурна схема машини.

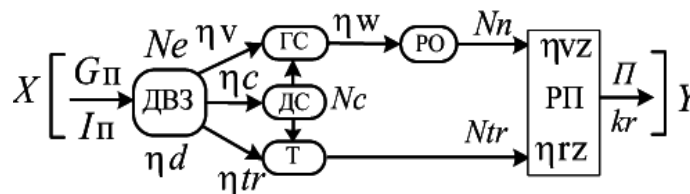


Рис. 5. Об'єкт дослідження на стадії функціонування в умовах експлуатації

Таблиця 1

Методологія отримання критерію для визначення внутрішнього стану об'єкта дослідження на стадії функціонування його в умовах експлуатації

Дослідження процесу зміни стану гідросистеми землерийної машини, як ТС		Розрахункові залежності	Визначення критерію ефективності ТС
Витрати палива	Незмінний стан на протязі всього терміну роботи (ідеальний стан)	$G_j = Ne \cdot g_N \cdot km_j$ де $km_j = t_p \cdot d_p \cdot L_j$	<p>Внутрішній стан ТС, як критерій ефективності (4), визначається на основі складових за залежністю (5)</p> $Ke_{i,j} = \frac{\frac{y_1}{x_1} + \frac{y_2}{x_2}}{2} = \frac{kr \left(\frac{\Pi k_{i,j}}{\Delta G_{i,j}} + \frac{\Delta \Pi k_{i,j}}{Gk_{i,j}} \right)}{\frac{\Pi}{2}} \Rightarrow \min$
	Початковий стан (стартові значення)	$G_{пj} = Ne \cdot g_N \cdot km_j \cdot \eta_{п}$	
	Поточний стан (змінні витрати палива)	$x_2 = Gk_{i,j} = Ne \cdot g_N \cdot km_j \cdot \eta_{н,i,j}$	
	Втрачені можливості палива	$x_1 = \Delta G_{i,j} = Ne \cdot g_N \cdot km_j \cdot (\eta_{п} - \eta_{н,i,j})$	
Продуктивність	Незмінний стан (ідеальна стан)	$\Pi_j = P_m \cdot km_j$	
	Поточний стан (змінна продуктивність)	$y_1 = \Pi k_{i,j} = \Pi_j \cdot \frac{\eta_{н,i,j}}{\eta_{п}}$	
	Втрачені можливості по продуктивності	$y_2 = \Delta \Pi k_{i,j} = \Pi_j \cdot \left(\frac{\eta_{п} - \eta_{н,i,j}}{\eta_{п}} \right)$	

Позначення на рис. 5 визначають наступне: ДВЗ – джерело енергії (двигун внутрішнього згорання або електродвигун); ГС – гідросистема машини, яка виконують конкретну роботу; ДС – додаткова система, що забезпечує працездатність гідросистеми, трансмісії і машини в цілому; Т – трансмісія машини; РО – робоче обладнання, призначене для управління гідросистемою машини; η_d – загальний ККД ДВЗ; η_v – загальний (початковий) ККД гідросистеми ГС; η_c – загальний ККД додаткової системи машини; η_w – загальний ККД рухомих з'єднань робочого обладнання машини РО; η_{tr} – загальний ККД трансмісії машини; РП – робочий процес

машини; Π – продуктивність; $G_{п}$, Π – витрати палива двигуном і теплотворна здатність палива; Ne – ефективна потужність ДВЗ; N_n – потужність ДВЗ, яка витрачається на отримання продукції; N_{tr} , N_c – потужність ДВЗ, яка витрачається на трансмісію і на додаткові системи управління машини; η_{vz} , η_{rz} – ККД використання часу на виконання функції до загального в робочому циклі машини та ККД робочого процесу в робочому циклі машини, які введені на підставі процесу функціонування ТС в робочому циклі при виконанні нею корисної роботи.

Для об'єкта дослідження, наведеного на рис. 5, початкова величина циклового загального ККД, визначається за формулою

$$\eta_H = \frac{\eta_d \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_v \cdot \eta_w \cdot \eta_c \cdot \eta_{vz} \cdot \eta_{rz}}{dtr \cdot \eta_v \cdot \eta_w \cdot \eta_c + dc \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_v \cdot \eta_w + an \cdot \eta_c \cdot \eta_{tr}}, \quad (6)$$

де dc , dtr – частка потужності, що використовується додатковою системою управління та трансмісією;

an – частка потужності, що використовується гідросистемою машини, $an = 1 - dtr - dc$.

Обмеженнями по рівню використання потужності гідросистемою являються такі умови: $0 \leq dtr \leq 0,7$; $0 \leq dc \leq 0,2$; $an + dtr + dc = 1$.

Як відомо, величина циклового ККД зі зміною часу, якщо не проводяться заміна зношених елементів на нові характеризуватиметься його зниженням. Рівень, до якого може знижуватися величина цього ККД, являється межею де затрати на отримання продукції не

перевищують витрати на паливо. Така межа є граничною (критичною), яка свідчить про необхідність заміни зношених елементів гідросистеми на нові, чим усувається неефективне використання ТС.

Протягом прийнятого терміну служби ТС циклової загальний ККД реальної гідросистеми поступово знижується і характеризується як випадковий процес. Допускаючи, поступове зниження загального ККД, і приймаючи, що при рівних проміжках часу ККД пропорційно знижується, то такий процес можна представити як детермінований. Процес зниження втрат загального ККД гідросистеми ТС представимо у вигляді імітаційних моделей різних законів, що впливають на стан роботи об'єкта дослідження, зокрема:

$$\eta_{et_{i,j}} = Ae0 \cdot \eta_i \cdot t_j^{n0} \cdot e^{(t_j \cdot Ae1)^{n1}} - \text{експоненціальний по напрацюванню}, \quad (7)$$

$$\eta_{pt_{i,j}} = (b \cdot t_j + a \cdot t_j^2) \cdot \eta_j - \text{параболічний по напрацюванню}, \quad (8)$$

$$\eta_{at_{i,j}} = Ao \cdot t_j \cdot \eta_i - \text{лінійний по напрацюванню}, \quad (9)$$

$$\eta_{tpp_{i,j}} = (m1 \cdot \sqrt{t_j} - m2 \cdot t_j) \cdot \sqrt{\eta_i} - \text{параболічний по напрацюванню при умові прискореного зниження ККД гідросистеми}, \quad (10)$$

де a , b , Ao , $Ae0$, $Ae1$, $n0$, $n1$, $m1$, $m2$ – складові рівнянь для імітаційного моделювання у вигляді лінійного, параболічного, експоненціального і прискореного законів зниження загального ККД гідросистеми, відповідно;

t_l , η_i – складові імітаційного закону, що моделюють поточний час роботи гідросистеми та поточне значення загального ККД гідросистеми.

Загальний циклової ККД об'єкту дослідження з урахуванням розподілу енергії (див. рис. 5) між споживачами і природного спрацювання гідросистеми він знижується за невідомими законами. Позначивши $\eta_{u_{i,j}}$, замість $\eta_{et_{i,j}}$, $\eta_{pt_{i,j}}$, $\eta_{at_{i,j}}$, $\eta_{tpp_{i,j}}$, як величину зниження загального ККД, наприклад гідросистеми, тоді при імітаційному моделюванні кожного із законів зміни циклового ККД об'єкту дослідження можна його представити однією залежністю у вигляді:

$$\eta_{H_{i,j}} = \left((\eta_d - \eta_{u_{i,j}} \cdot k1) \cdot \eta_{tr} \cdot (\eta_v - \eta_{u_{i,j}} \cdot k) \cdot \eta_w \cdot \eta_c \cdot \eta_{vz} \cdot \eta_{rz} \right) \div \left(dtr \cdot (\eta_v - \eta_{u_{i,j}} \cdot k) \cdot \eta_w \cdot \eta_c + dc \cdot \eta_{tr} \cdot (\eta_v - \eta_{u_{i,j}} \cdot k) \cdot \eta_w + an \cdot \eta_c \cdot \eta_{tr} \right), \quad (11)$$

де k , $k1$ – вплив зміни ККД гідросистеми і ДВЗ, відповідно, при значенні одиниця вплив зміни ККД враховується, при значенні нуль – не враховується;

$\eta_{i,j}$ – зниження загального ККД гідросистеми чи ДВЗ.

Використовуючи залежність (5), що наведена в табл. 1, розглянемо на конкретному прикладі для ТС (див. рис. 5), з врахуванням наведених вище закономірностей зміни ККД, методологію визначення критерію ефективності функціонування даного об'єкту дослідження. Прийmemo: початковий загальний ККД гідросистеми складає, наприклад, величину $\eta_V=0,7$; шарнірних сполучень $\eta_W=0,965$; трансмісії $\eta_{tr}=0,93$; додаткової системи управління $\eta_C=0,95$; рівень споживан-

ня потужності додатковою системою складає $dc=0,05$, а рівень споживання гідросистемою потужності від ДВЗ складає величину – 95%, а трансмісії $dtr=0$. Термін служби машин [11], з урахуванням характеру зниження загального ККД, складає 13 років. Коефіцієнти, що забезпечують моделювання законів у вигляді лінійного, параболічного, експоненціального та прискореного параболічного характеру зниження загального ККД гідросистеми машини складають: $a=0,052$; $b=0,0093$; $Ao=0,077$; $Ae0=0,0019$; $Ae1=0,25$; $n0=1,5$; $n1=0,75$; $m1=0,239$; $m2=0,002$.

На рис. 6 представлені результати розрахунків, що отримані на основі початкових даних та знань про закони зниження ККД гідросистеми машини.

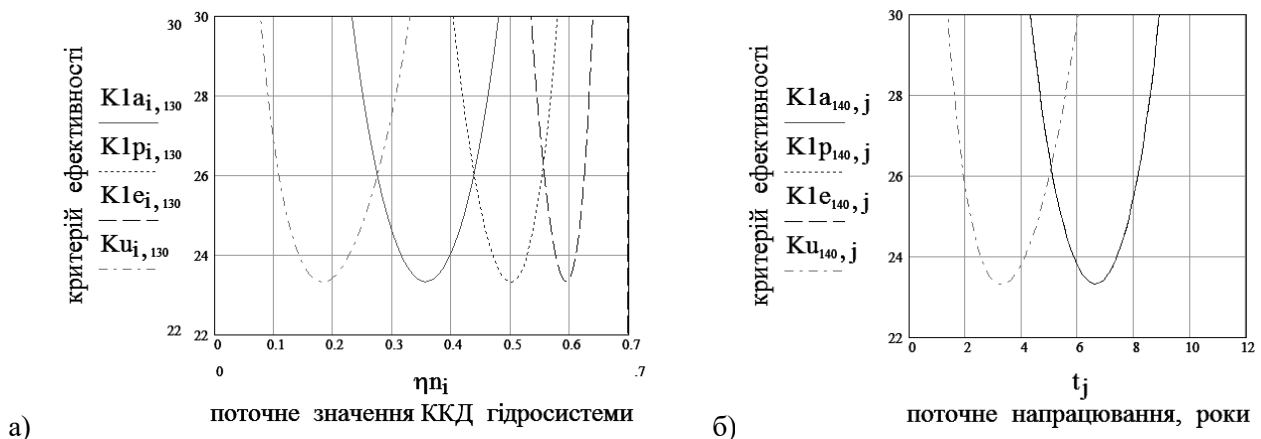


Рис. 6. Результати імітаційного моделювання процесу функціонування, наприклад гідрофікованої землерийної машини, які отримані для прийнятих знань про закони зниження ККД гідросистеми і відображають наступне:

- а – рівень гранично допустимого зниження ККД гідросистеми машини;
- б – гранично допустимий термін напрацювання машини

На рис. 6, а,б графіки з мінімальним значенням результатів характеризують рівень допустимого зниження ККД гідросистеми і терміну напрацювання через зниження циклового ККД об'єкту дослідження на підставі знань про закон зниження ККД гідросистеми машини.

Висновок. На основі теорії системного аналізу розроблена методологія пошуку рішення складних задач на стадіях проектування та функціонування ТС в умовах експлуатації. Ця методологія базується відповідно на застосуванні рівнянь (1) і (4). Встановлені дані являються уточненням по відношенню до відомих результатів [5...10], отриманих автором раніше.

Список використаних джерел

1. Системный анализ и структуры управления [Текст] / под общ. ред. проф. В.Г. Шорина. – М.: Знание, 1975. – Кн. 8. – 304 с.
2. Горстко, А.Б. Познакомьтесь с математическим моделированием [Текст] / А.Б. Горстко. – М.: Знание, 1991. – 160 с.
3. Старіш, О.Г. Системологія [Текст] / О.Г. Старіш. – К.: Центр навч. літ., 2005. – 232 с.
4. Соловьев, А.И. Коэффициент полезного действия механизмов и машин [Текст] / А.И. Соловьев. – М.: Машиностроение, 1966. – 180 с.
5. Ремарчук, Н.П. Оценка качества гидросистем машин на основе определения коэффициента полезного действия [Текст] / Н.П. Ремарчук // Автомобильный транспорт. Серия "Совершенствование машин для земляных работ": сб. науч. тр. – Харьков: Рио ХГАДТУ, 2000. – Вып. 5. – С. 156-159.
6. Ремарчук, Н.П. Обоснование предельно допустимого уровня снижения общего КПД гидропривода МЗР [Текст] / Н.П. Ремарчук // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – Харьков: Рио ХГАДТУ, 2000. – Вып. 17. – С. 30-34.
7. Ремарчук, М.П. Визначення оптимального діаметра трубопроводу гідросистем мобільних машин на стадії проектування [Текст] / М.П. Ремарчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков: Технологический центр, 2006. – №1/2 (19). – С. 54-59.
8. Ремарчук, М.П. Визначення стану гідросистем мобільних машин по рівню зниження коефіцієнта корисної дії [Текст] / М.П. Ремарчук // Науковий вісник будівництва: зб. наук. пр. – Харків: ХДТУБА ХОТВ АБУ, 2004. – Вип. 28. – С. 146-156.
9. Ремарчук, М.П. Вдосконалення методики визначення гранично допустимого рівня зниження загального ККД гідросистем мобільних машин [Текст] / М.П. Ремарчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков: Технологический центр, 2005. – №6/2 (18). – С. 172-181.
10. Ремарчук, М.П. Визначення технічного стану і залишкового ресурсу гідросистем мобільних машин [Текст] / М.П. Ремарчук // Науковий вісник будівництва: зб. наук. праць. – Харків: ХДТУБА ХОТВ АБУ, 2005. – Вип. 33. – С. 301-308.
11. Ковалев, А.П. Экономическое обеспечение надежности машин [Текст] / А.П. Ковалев, В.И. Кантор, А.Б. Можаяев. – М.: Машиностроение, 1991. – 240 с.

Ремарчук Микола Парфенійович, д-р техн. наук, професор кафедри будівельних, колійних і вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-66. E-mail: remarchuk@ukr.net.

Mykola Remarchuk, doctor of technical sciences, professor department of build, travel and freight-unloading machines. Ukrainian state academy of railway transport. Tel.: (057) 730-10-66. E-mail: remarchuk@ukr.net.

УДК 621.979

ЗАСТОСУВАННЯ ГІБРИДНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ РОЗРОБЦІ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ВІБРОУДАРНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ РОЗВАНТАЖЕННЯ КУЗОВІВ-САМОСКИДІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Д-р техн. наук Р.Д. Іскович-Лотоцький,
канд. техн. наук Я.В. Іванчук,
Я.П. Веселовський

ПРИМЕНЕНИЕ ГИБРИДНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ВИБРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ РАЗГРУЗКИ КУЗОВОВ-САМОСВАЛОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Д-р техн. наук Р.Д. Іскович-Лотоцький,
канд. техн. наук Я.В. Іванчук,
Я.П. Веселовський

APPLICATION OF HYBRID MODELING IN THE DEVELOPMENT OF HYDROIMPULSIVE DRIVE VIBROSHOCKING DEVICE FOR UNLOADING THE BODIES OF DUMP TRUCKS VEHICLES

Prof., Dr. R. D. Ickocich-Lototsky, Assoc., Ph.D. Y. V. Ivanchuk, stud. Y. P. Veselovsky

Моделювання складних виробів, механізмів, пристроїв та установок вимагає застосування маси різноманітних операцій, не схожих по типології. Зокрема, перспективним напрямком є застосування гібридного методу моделювання, що дозволяє виконувати побудову різних за конструкцією деталей поєднуючи каркасну, поверхневу, твердотільну геометрію і використовувати комбінації жорстко-розмірного (з явним заданням геометрії) та параметричного моделювання.

Моделювання гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів проводиться за допомогою системи автоматизованого проектування, а саме в програмному середовищі КОМПАС-3D, при застосуванні гібридного моделювання.

Ключові слова: *гібридне моделювання, геометрія, гідроімпульсний привод, кузов, вантаж.*

Моделирование сложных изделий, механизмов, устройств и установок требует применения массы разнообразных операций, не похожих по типологии. В частности, перспективным направлением является применение гибридного метода моделирования, что позволяет выполнять построение различных по конструкции деталей сочетая каркасную, поверхностную, твердотельную геометрию и использовать комбинации жестко-размерного (с явным заданием геометрии) и параметрического моделирования.

Моделирование гидроимпульсного привода виброударного устройства для разгрузки кузовов-самосвалов транспортных средств проводится с помощью системы автоматизированного проектирования, а именно в программной среде КОМПАС-3D, при применении гибридного моделирования.

Ключевые слова: *гибридное моделирование, геометрия, гидроимпульсный привод, кузов, груз.*

Modeling of complex products, mechanisms, devices and systems requires a mass variety of operations that are not similar in typology. In particular, a promising direction is the use of hybrid simulation technique that allows you to build various components combining wireframe, surface, solid geometry, and use a combination of hard-dimensional (with explicit reference geometry and parametric modeling).

Modeling hydroimpulsive drive vibroshocking device for unloading the bodies of dump trucks vehicles is carried out using computer-aided design, namely in the software environment of KOMPAS-3D, the application of hybrid modeling.

Keywords: hybrid modeling, geometry, hydroimpulsive drive, body, cargo.

Вступ. До найбільш ефективних та енергозощаджувальних технологій в різних галузях виробництва відносяться вібраційні та віброударні [1], які реалізуються за допомогою пристроїв з різними типами приводів – механічним, електричним, гідравлічним, пневматичним, комбінованим.

Розробка і впровадження нового вібраційного та віброударного обладнання, з метою використання його для вантажно-розвантажувальних робіт на транспорті, дає можливість прискорити розвантаження, знизити затрати і скоротити наднормативні прості транспортних засобів під розвантажувальними роботами [2, с. 5-10].

Зокрема, перспективним напрямком є створення за допомогою сучасних систем автоматизованого проектування змінного навісного обладнання з гідроімпульсним приводом для автомобілів-самоскидів, бортових автомобілів, причепів тракторів та інших транспортних засобів, що дозволить знизити час на розробку і відповідно знизити витрати на виробництво [3, с.178-181; 4, с.48-54].

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. Для простих конструкторських задач з самого початку можна застосовувати технологію параметричного моделювання. Більш складні завдання найчастіше оптимальніше вирішувати за допомогою традиційних засобів моделювання в твердому тілі і поверхнях. Інженер може змінювати існуючі моделі за допомогою традиційних методів геометричного конструювання або перетворювати існуючі поверхні і точні тверді тіла з бази даних у моделі, засновані на типових елементах, і застосовувати до них методи параметричного моделювання. Стає можливим використання старих даних, оскільки немає необхідності повністю параметризувати усі дані. Користувач може поєднувати параметричні або варіаційні моделі зі старими даними САПР в будь-якому поданні моделі. Гібридне моделювання інтегрує моделювання в параметричному вигляді за допомогою типових елементів, і

традиційне геометричне моделювання, дозволяючи інженерам отримати проект у найкоротші терміни, але з найвищою якістю і використовуючи кращі ідеї. Обмеження на модель накладаються тільки після того, як конструктор впевнений в їх призначенні. Немає ніяких ускладнень, як в чисто параметричних системах, де користувачам доводиться заново переробляти модель або запам'ятовувати сотні взаємопов'язаних умов, накладених на геометрію деталі.

На відміну від електричного макромоделювання [6] гібридне моделювання припускає одночасну реалізацію в САД-програмі різних видів моделювання – логічного, функціонального та схемотехнічного. Відповідно для моделювання елементів схем використовуються різні типи моделей – фізичні та інформаційні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основне завдання конструктора на етапі концептуального проектування - створити первинну компоновку виробу у вигляді складальної 3D-моделі, що містить моделі всіх необхідних функціональних компонентів.

Отримавши компоновальний ескіз, конструктор намагається вирішити на ньому свої завдання, дотримуючись обмежень, які вже визначені.

Використовуючи сучасний САПР [6]. Конструктор може працювати і в 3D-складанні, і в 2D-фрагменті залежно від свого досвіду індивідуального відчуття ефективності. Спочатку конструктор працює в 2D, пояснюючи це тим, що при опрацюванні безлічі варіантів взаємного розташування компонентів та силуетної лінії корпусу легше і швидше переміщати плоскі макроеlementи, ніж користуватися командами зсувів і поворотів компонентів складання і редагувати ескізні криві. Елементами компоновального ескізу є растрові вставки, отримані з малюнка первісного складання і обрізані по контуру. І які конструктор може незалежно переміщати ті елементи, на які не накладаються конструктивні обмеження.

Використовуючи звичайні графічні примітиви (відрізки, дуги, сплайни, криві),

конструктор опрацьовує силует деталі. Об'ємне уявлення моделі існує поки що лише в уяві конструктора, а для подальшої роботи потрібно таке зображення, в якому видно обсяг деталі. Тому конструктор використовує свої професійні засоби, створюючи ефект об'ємності, попутно опрацьовуючи малюнок п'ятіркою дрібних деталей і деякі інші елементи.

Основна частина. Відомо, що для підвищення ефективності розвантаження і очищення кузовів автомобілів-самоскидів пропонується застосовувати вібрації або періодичні удари прикладені до вантажонесучого органу [7, с. 8-11], в свою чергу для розвантаження дрібнодисперсних вантажів бажано застосовувати гармонійні коливання.

Для вантажів, які у вологому стані налипають на вібраційний вантажонесучий орган транспортуючої машини або примерзли,

слід застосовувати ударні імпульси для розпушування і ліквідації примерзання вантажу до стінок кузова автомобіля-самоскида.

Для створення розвантажувального пристрою широкого спектру застосування, на базі розроблених конструкцій [8] кафедрою металорізальних верстатів та обладнання автоматизованого виробництва ВНТУ із використанням систем автоматизованого проектування, а саме гібридного моделювання, була розроблена концептуальна 3D-модель [9, с. 40-44; 10, с. 122-126] конструкції гідроімпульсного привода віброударного пристрою (рис. 1), керованого двокаскадним клапаном-пульсатором [1, с. 152-180], яка задовольняє вимоги як до параметрів розвантаження різних видів вантажів (гармонійні коливання та ударні імпульси), так і до технічних і конструктивних параметрів гідравлічних навісних пристроїв.

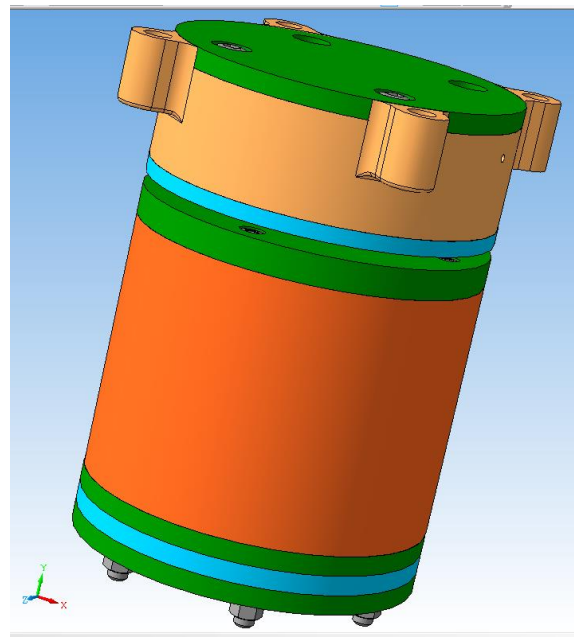
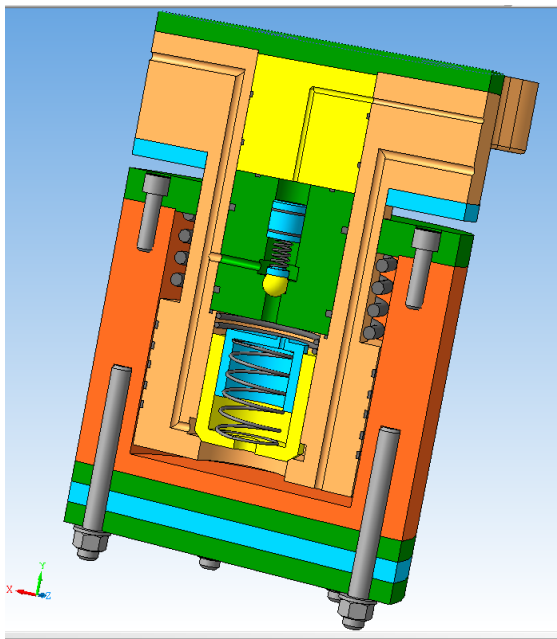


Рис. 1. Об'ємна модель віброударного пристрою з гідроімпульсним приводом для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів

В основу розробки покладено задачу створення ефективного вібраційного і віброударного пристрою для розвантаження і очищення кузовів автомобілів-самоскидів, що живиться від гідросистеми автомобіля-самоскида і має можливість дистанційного незалежного регулювання режимів роботи розвантаження цього пристрою (бігармонійні

коливання та ударні імпульси), за рахунок створення в робочому гідроциліндрі пульсуючого тиску спеціальним клапаном-пульсатором. Зворотно-поступальний рух змінних інерційних мас створює вібрації, які передаються кузову автомобіля-самоскида із вантажем, що приводить до одночасної очистки і розвантаження кузова.

На основі розробленої в CAD-системі концептуальної 3D-моделі конструкції віброударного пристрою з гідроімпульсним

приводом було розроблено складальне креслення пристрою для розвантаження і очищення кузова самоскида (рис. 2) [7, 8].

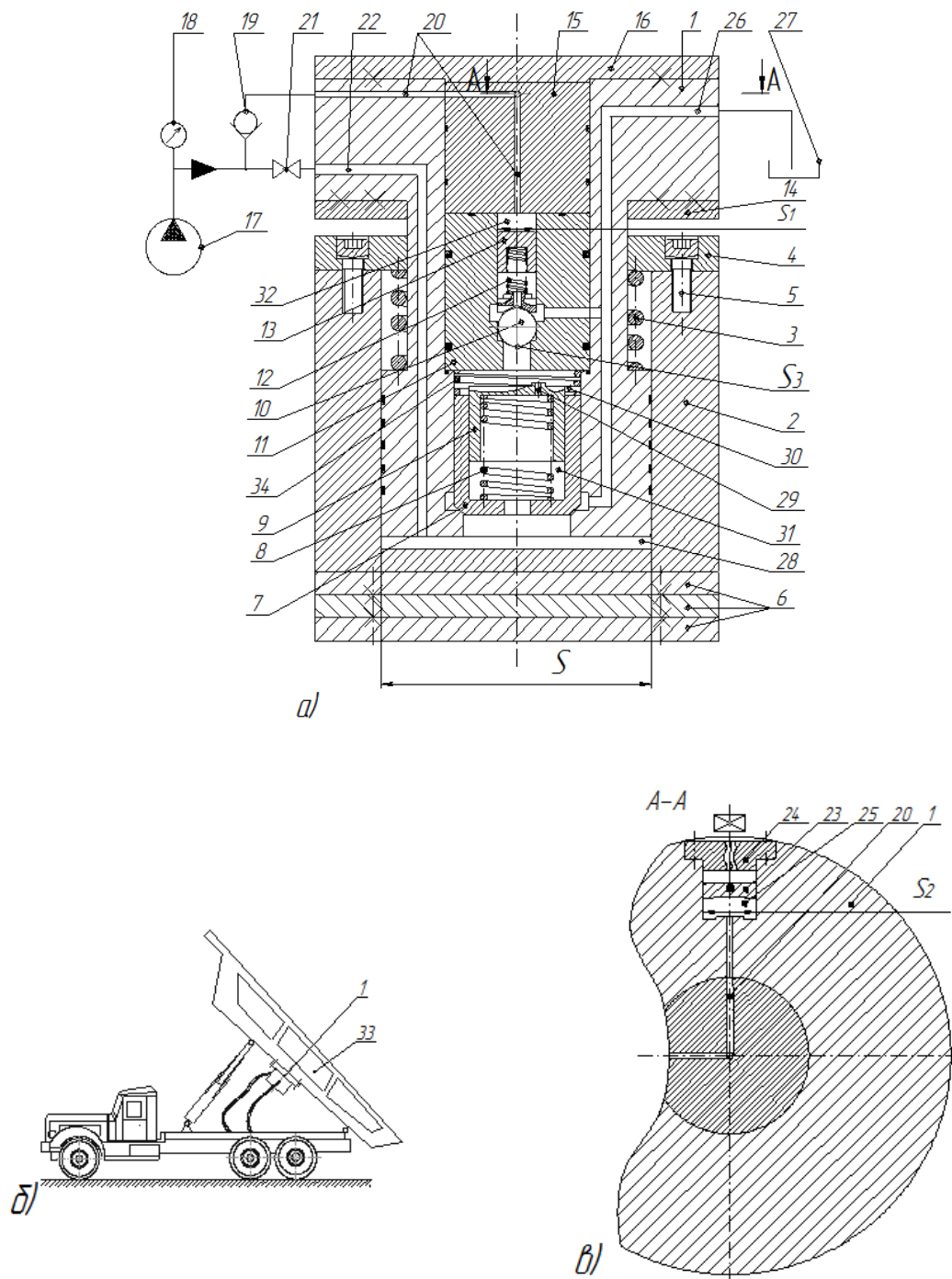


Рис. 2. Віброударний пристрій з гідроімпульсним приводом для розвантаження і очищення кузова самоскида: а – конструктивна схема віброударного пристрою для розвантаження; б – схема розташування пристрою; в – розріз по А-А

Пристрій (рис. 2) містить гідроциліндр 2, в якому розміщений плунжер 1, що закріплений на кузові автомобіля-самоскида 33 і утворює порожнину 28. У свою чергу плунжер 1 притиснений силовою пружиною 3, яка другим своїм кінцем з'єднана з кришкою 4, яка закріплена болтами 5 з гідроциліндром 2, до якого закріплені змінні інерційні маси 6. У середині плунжера 1 вмонтований двокаскадний елемент керування зворотно-поступальними рухами гідроциліндра 2 у вигляді клапана-пульсатора, який складається із клапана другого каскаду 7, що з'єднаний контактною пружиною 8 із штоухачем 9, в якому виконаний дросельний отвір 29 з можливістю автоматичного перекидання, і робочою пружиною 34 із клапанним корпусом 11, і через робочу порожнину 30 з'єднаний із керуючим кульковим клапаном першого каскаду 10 у середині клапанного корпусу 11.

У свою чергу між клапаном другого каскаду 7, керуючим кульковим клапаном першого каскаду 10 і штоухачем 9 утворена порожнина 30. А між штоухачем 9 і клапаном другого каскаду 7 утворена порожнина 31. Керуючий кульковий клапан першого каскаду 10 через регульовальну пружину 12 з'єднаний із гідравлічно-керуючим плунжером 13. До клапанного корпусу 11 приєднана проставка 15, у якій з'єднувальними гідролініями 20 сполучені робочі порожнини 32 і 25, в якій розміщений гвинт дистанційного керування 23, який через гвинтове з'єднання закріплений у кришці 24, яка закріплена у плунжері 1. Проставка 15 у свою чергу закріплена кришкою 16. Також у плунжері 1 виконані напірна гідролінія 22, яка з'єднана із гідронасосом 17 через вентиль 21 і з'єднана із з'єднувальними гідролініями 20 через зворотний клапан 19. Манометр 18 служить для контролю тиску в напірній гідролінії 22 і в з'єднувальній гідролінії 20. Також у плунжері 1 виконана зливна гідролінія 26, що з'єднана з баком 27. Посадочне місце для удару гідроциліндра 2 по плунжеру 1 може бути виконане у вигляді проставок 14, які закріплені до плунжера 1, жорсткість яких змінюється в залежності від режиму роботи.

Пристрій працює таким чином. Перед початком роботи пристрою вентиль 21 перекидається і робоча рідина подається гідронасосом 17 через з'єднувальні гідролінії 20 в робочі порожнини 32 і 25, до визначеного

тиску, що контролюється манометром 18. Після досягнення визначеного тиску в з'єднувальних гідролініях 20 відкривається вентиль 21 і робоча рідина через напірні гідролінії 22 подається в порожнину 28, що сполучається з проміжною порожниною 31 клапана другого каскаду 7, а через дросельний отвір 29, виконаний у днищі штоухача 9, в порожнину 31. Під дією тиску рідини в порожнині 28 на нижню поверхню площини S гідроциліндра 2 утворюється сила, яка змушує гідроциліндр 2 переміщуватись, стискаючи силову пружину 3, через кришку 4, що з'єднана болтами 5. У свою чергу під дією тиску рідини на нижню основу S_3 керуючого кулькового клапана першого каскаду 10 утворюється сила, яка заставляє керуючий кульковий клапан першого каскаду 10 переміщуватись вгору, стискаючи регульовальну пружину 12, яка другим кінцем з'єднана з гідравлічно-керуючим плунжером 13. Причому зусилля в пружині 12 регулюється силою притиснення гідравлічно-керуючим плунжером 13, що виникає під дією тиску в робочій порожнині 32 на площину S_1 гідравлічно-керуючим плунжером 13, який передається через з'єднувальні лінії 20 з робочої порожнини 25 гвинтом дистанційного керування 23, який проходить через гвинтове з'єднання в кришці 24, площа основи гвинта дистанційного керування 23 якого S_2 , причому $S_2 < S_1$ для того, щоб зусилля, що прикладається до гвинта дистанційного керування 23, було меншим за зусилля, що стискає регульовальну пружину 12, оскільки тиск в робочих порожнинах 32 і 25 однаковий. Тиском рідини в порожнині 30 відкривається керуючий кульковий клапан першого каскаду 10 і утримується у відкритому положенні за рахунок перепаду тиску, який створюється дросельним отвором 29 між порожнинами 30 і 31 і забезпечує відкриття клапана другого каскаду 7 і з'єднання порожнини 28 із баком 27 через зливну гідролінію 26. По мірі витікання робочої рідини з порожнини 28 відбувається падіння тиску робочої рідини в порожнині 28 між гідроциліндром 2 і плунжером 1, силова пружина 3 починає розпрямлятися за рахунок накопиченої енергії пружної деформації. При цьому гідроциліндр 2 із закріпленими інерційними масами 6 в нижній основі гідроциліндра 2 вдаряється кришкою 4, що з'єднана з гідроциліндром 2 через болти 5, по проставці 14, які закріплені до плунжера 1,

тобто відбувається удар, який передається кузову автомобіля-самоскида 33. Відповідно повертається у вихідне положення гідроциліндр 2. Клапан другого каскаду 7 повертається у вихідне положення і від'єднує зливну гідролінію 26 від напірної гідролінії 22, відповідно штовхач 9 і керуючий кульковий клапан першого каскаду 10 також повертаються у вихідне положення. Система переходить у вихідне положення.

При розробці концептуальної конструкції 3D-моделі гідроімпульсного привода віброударного пристрою (див. рис. 1) для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів було проведено аналіз і оцінка гідроімпульсних приводів віброударних пристроїв розвантажувачів кузовів автомобілів

де критеріями оцінки були експлуатаційна надійність, простота, технологічність їх виготовлення, а також ремонтпридатність [2].

Аналіз відомих конструкцій гідравлічних віброзбуджувачів із клапанним розподіленням показує, що найбільш перспективними є віброзбуджувачі у вигляді клапанів-пульсаторів, оригінальність конструкцій яких визначена принципово новою функціональною схемою.

Висновки. Застосування гібридного в системах автоматизованого проектування, вібраційних та віброударних машин з гідроімпульсним приводом дозволило розробити економне, високопродуктивне і екологічно-чисте обладнання для реалізації сучасних технологічних процесів в будівництві і на транспорті.

Список використаних джерел

1. Искович-Лотоцкий, Р.Д. Машины вибрационного и виброударного действия [Текст] / Р.Д. Искович-Лотоцкий, И.Б. Матвеев, В.А. Крат. – К.: Техника, 1982. – 208 с.
2. Искович-Лотоцкий, Р.Д. Вибрационные та виброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів [Текст]: монографія / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Я.В. Иванчук. – Вінниця: ВНТУ, 2012. – 156 с.
3. Искович-Лотоцкий, Р.Д. Застосування вібраційного гідроімпульсного приводу в сільсько-господарському виробництві [Текст] / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Я.В. Иванчук // Зб. наук. праць Вінницького державного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Вінниця, 2006. – № 1. – С. 178-181.
4. Искович-Лотоцкий, Р. Д. Застосування вібраційного гідроімпульсного приводу в будівельних і дорожніх машинах [Текст] / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Я.В. Иванчук // Зб. наук. праць. – Харків: ХарДАЗТ, 2008. – Вип. 88. – С. 48-54.
5. Ильин, В.Н. Автоматизация схемотехнического проектирования [Текст]: учеб. пособи для вузов / В.Н. Ильин, В.Т. Фролкин, А.И. Бутко [и др.]. – М.: Радио и связь, 1987. – 368 с.
6. Лопаткин, Ю.А. Гибридное моделирование в системе КОМПАС-3D V13 [Текст] / Ю.А. Лопаткин, А.Е. Потемкин // САПР и графика. – 2011. - №5. – С. 98-104.
7. Искович-Лотоцкий, Р.Д. Підвищення ефективності розвантаження матеріалів під дією періодичних ударних імпульсів [Текст] / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Я.В. Иванчук // Вібрації в техніці і технологіях. – 2008. – №2(51). – С. 8-11.
8. Вибраційний високочастотний пристрій для розвантаження і очищення кузовів автомобілів-самоскидів [Текст]: Пат. 22795 Україна, МПК В 65 G 67/32. / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх, Я. В. Иванчук. – № u200613724; заявл. 25.12.2006; опубл. 25.04.2007, Бюл. №5.
9. Искович-Лотоцкий, Р.Д. Гібридне моделювання вузлів установки для розпилення порошків металів [Текст] / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Н.Р. Веселовська, Я.В. Иванчук, Є.І. Івашко, Я.П. Веселовський // Міжвуз. зб. наук. праць "НАУКОВІ НОТАТКИ". – Луцьк, 2013. – Вип. 41., ч. 2. – С. 40-44.
10. Искович-Лотоцкий, Р.Д. Застосування гібридного моделювання при розробці установок для утилізації відходів [Текст] / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Н.Р. Веселовська, Я.В. Иванчук, Д.В. Тесовський, О.М. Данилюк // Технологічні комплекси. Науковий журнал. – Луцьк, 2012. - № 1,2 (5, 6). – С. 122-126.

Искович-Лотоцкий Р.Д., д-р техн. наук, професор кафедри металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв, Вінницький національний технічний університет, вул. Хмельницьке шосе, 95, 21021, Вінниця, Україна, (0432) 59-85-23, ел. пошта: ivanchuck@ukr.net.

Іванчук Я.В., канд. техн. наук, доцент кафедри металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв, Вінницький національний технічний університет, вул. Хмельницьке шосе, 95, 21021, Вінниця, Україна, (067) 301-83-73, ел. пошта: ivanchuck@ukr.net.

Веселовський Я.П., студент, Вінницький національний технічний університет, вул. Хмельницьке шосе, 95, 21021, Вінниця, Україна, (0432) 59-85-23, ел. пошта: ivanchuck@ukr.net.

Ickowicz-Lototsky R.D., Prof., Dr. Department of Metal-cutting machines and equipment automation facilities, Vinnitsya National Technical University, Khmelnytske shoes st. 95, 21021, Vinnytsia, Ukraine, tel. (0432)59-85-23, e-mail: ivanchuck@ukr.net.

Ivanchuk J.C., Assoc., Ph.D. Department of Metal-cutting machines and equipment automation facilities, Vinnitsya National Technical University, Khmelnytske shoes st. 95, 21021, Vinnytsia, Ukraine, tel. (067)301-83-73, e-mail: ivanchuck@ukr.net.

Veselovsky Y.P., Stud. Department of Metal-cutting machines and equipment automation facilities, Vinnitsya National Technical University, Khmelnytske shoes st. 95, 21021, Vinnytsia, Ukraine, tel. (0432)59-85-23, e-mail: ivanchuck@ukr.net.

УДК 621.225.001.4

ПРОЕКТИРОВАНИЕ УНИФИЦИРОВАННОГО РЯДА ВЫСОКОМОМЕНТНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Д-р техн. наук А.И. Панченко,
канд. техн. наук А.А. Волошина, асп. И.А. Панченко

ПРОЕКТУВАННЯ УНІФІКОВАНОГО РЯДУ ВИСОКОМОМЕНТНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ОБЕРТАЧІВ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Д-р техн. наук А.І. Панченко,
канд. техн. наук А.А. Волошина, асп. І.А. Панченко

DESIGNING UNIFIED RANGE HIGH-TORQUE OF HYDRAULIC ROTATORS PLANETARY TYPE

Doct. of techn. sciences A.I. Panchenko,
Cand. of techn. sciences A.A. Voloshina, graduate student I.A. Panchenko

Разработанные унифицированный ряд и конструкторская документация на изготовление гидравлических вращателей планетарного типа с рабочими объемами 4000, 5000, 6300 и 8000 см³, соответственно, использующиеся в приводах активных рабочих органов мобильной техники, позволяют уменьшить ее металлоемкость, энергетические затраты, а также сократить время на ее проектирование.

Ключевые слова: унифицированный ряд, гидравлический вращатель планетарного типа, рабочий объем.

Розроблено уніфікований ряд і конструкторська документація на виготовлення гідравлічних обертачів планетарного типу з робочими об'ємами 4000, 5000, 6300 і 8000см³, відповідно, що використовуються в гідроприводах активних робочих органів мобільної техніки, із збереженням масогабаритних показників існуючих, дозволяють зменшити її металоемність, енергетичні витрати, а також скоротити час на її проектування.

Ключові слова: уніфікований ряд, гідравлічний обертач планетарного типу, робочий об'єм.

The developed unified rotators range and design documentation for production of hydraulic rotators of planetary type with working volumes of 4000, 5000, 6300 and 8000 cm³ applied in hydraulic drives of

active working tools of mobile machinery allow to reduce its steel intensity, power expenses and also to reduce time for its designing.

Keywords: *unified rotators range, hydraulic rotators of planetary type, working volume.*

Постановка проблеми. Основними причинами недостаточного широкого использования силового полнопоточного гидропривода активных рабочих органов мобильной техники являются ограниченность номенклатуры гидромашин, трудоемкость их изготовления, а также отсутствие комплексных исследований в области расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации гидромашин вращательного действия, особенно высокомоментных гидромоторов.

В настоящее время развивающийся гидропривод мобильной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия с очень большими (более 5000 Н·м) крутящими моментами и очень низкими (до 10 об/мин) частотами вращения. Таким требованиям удовлетворяют гидравлические вращатели планетарного типа, которые представляют собой совершенно новое направление в развитии высокомоментных планетарных гидромашин вращательного действия.

Использование гидравлических вращателей планетарного типа в приводах активных рабочих органов мобильной техники ограничено невысокими выходными параметрами существующих гидравлических вращателей, основным недостатком которых являются низкие значения выходных параметров, обусловленные несовершенством их конструкции.

Таким образом, проектирование высокомоментных гидравлических вращателей планетарного типа, используемых в приводах активных рабочих органов мобильной техники является актуальным на сегодняшний день направлением.

Анализ исследований и публикаций. Исследования причин неудовлетворительной работы гидровращателей планетарного типа [1-4], обусловленных несовершенством конструкции формы элементов вытеснительной системы, а также геометрии проточных частей в распределительной системе позволили выявить две основных системы, лимитирующих их эффективную работу: вытеснительную и распределительную системы.

Анализ конструктивных особенностей гидровращателей планетарного типа [5,6], теоретическое обоснование, математическое моделирование [7-10] и экспериментальные исследования [11,12] позволили получить рекомендации к проектированию вытеснительных и распределительных систем для унифицированного ряда гидровращателей планетарного типа и разработать методики проектирования [13-15], позволяющие разработать унифицированный ряд гидравлических вращателей планетарного типа, которые широко используются в приводах активных рабочих органов мобильной техники.

Основная часть. Гидровращатель планетарного типа состоит из четырех основных деталей [5,6]: охватывающего вытеснителя (направляющей), установленного эксцентрично внутри направляющей охватываемого вытеснителя (ротора) и двух крышек не считая уплотнительных и соединительных элементов.

Основным отличием гидровращателя от гидромотора является эксцентричное движение направляющей (корпуса). Гидровращатель не имеет выходного вала, и конструктивно выполнен таким образом, что соединяется с валом активного рабочего органа гидрофицируемой машины при помощи шлицевого отверстия выполненного в охватываемом вытеснителе (роторе).

Отличительной особенностью гидровращателей планетарного типа является то, что в этих гидромашинах вытеснительная и распределительная системы выполнены так, что элементы вытеснительной системы одновременно являются элементами распределительной системы [5,6,15]. Охватывающий вытеснитель (направляющая) с охватываемым вытеснителем (шестерней) образуют зубчатую пару с внутренним гипоциклоидальным зацеплением, выполняющую две функции: обкатки и герметизации зоны слива от зоны нагнетания.

Анализ кинематики движения вытеснительных элементов гидровращателей планетарного типа (шестерни и направляющей) при распределении потоков рабочей жидкости в рабочие камеры гидровращателя, позволил обосновать, что качественная работа

вытеснительной системы определяется величиной зазоров между зубьями вытеснителей, образующими рабочие камеры. Поэтому, при проектировании элементов вытеснительной системы гидровращателей планетарного типа большое значение имеет определение рациональных значений зазоров (определяющихся геометрическими параметрами самих вытеснителей – шестерни и направляющей). Одним из основных требований к проектированию распределительных систем гидровращателей является соответствие площади проходного сечения объема рабочих камер гидровращателя.

В результате выполненных исследований разработаны: методика, которая позволяет определить количественную характеристику изменения зазоров между зубьями вытеснителей (шестерни и направляющей) гидровращателя планетарного типа на основании изменения геометрических параметров элементов его вытеснительной системы [13]; методика, которая позволяет определить количественное изменение площади проходного сечения распределительной системы гидровращателя планетарного типа с учетом геометрических параметров элементов его распределительной системы [14]; методика ориентировочного

расчетов элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа [15], позволяющие спроектировать элементы его вытеснительной и распределительной систем с учетом конструктивных особенностей.

Разработанная методология проектирования элементов вытеснительной и распределительной систем с учетом их конструктивных и функциональных особенностей [13-15] позволяет проектировать гидравлические вращатели планетарного типа с заданными выходными характеристиками.

Для расширения области применения гидравлических вращателей планетарного типа, был разработан унифицированный ряд гидровращателей ПРГВ с рабочими объемами 4000, 5000, 6300 и 8000 см³ (рис. 1).

Технические характеристики унифицированного ряда гидравлических вращателей планетарного типа приведены в табл. 1.

Разработанные гидровращатели внедрены на АО «Хидроинпекс» (г. Сорока, Молдова) и серийно выпускаются с маркировкой GPR-F-M.

Разработанные гидравлические вращатели планетарного типа имеют достаточно высокий и стабильный КПД в широком диапазоне изменения выходных параметров.

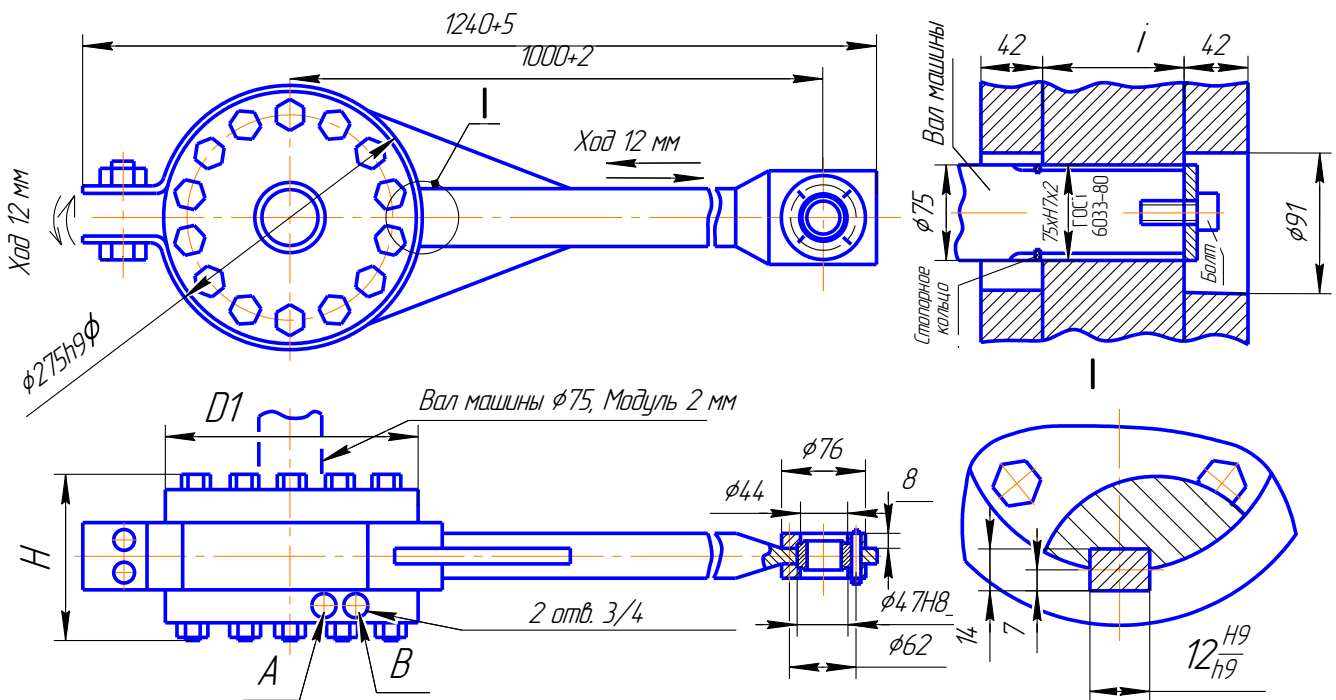


Рис. 1. Унифицированный ряд гидравлических вращателей планетарного типа

Технические характеристики унифицированного ряда планетарных гидровращателей серии ПРГВ

Рабочий объем, $см^3$	Расход жидкости ном., $дм^3/с$	Частота вращения вала ном., $об/мин.$	Перепад давления ном., $МПа$	Давление на входе макс., $МПа$	Крутящий момент ном., $Н\cdot м$ не менее	Эффект. мощность на валу ном., $Вт$	Масса, кг не более	Общая длина, L , мм
4000	1,06	20	16	21	7000	14	37	150
5000		16			8750		44	170
6300		9			11000		51	190
8000		7			13750		58	210

Для ускорения освоения производства унифицированного ряда гидровращателей планетарного типа при их проектировании большое значение уделялось универсализации их составных элементов, а также модульности их оформления.

Выводы. Разработанная методология проектирования гидравлических вращателей планетарного типа с заданными выходными характеристиками позволяет проектировать элементы его вытеснительной и распределительной систем с учетом их конструктивных и функциональных особенностей, что дает возможность улучшить

выходные характеристики гидравлических вращателей планетарного типа.

На основании комплексных исследований в области расчета и проектирования гидромашин вращательного действия, разработан унифицированный ряд гидравлических вращателей планетарного типа с рабочими объемами 4000, 5000, 6300 и 8000 $см^3$, соответственно. Использование разработанных гидровращателей в гидроприводах активных рабочих органов мобильной техники позволит уменьшить ее металлоемкость и затраты топлива, как новой так и модернизированной мобильной техники, а также сократить время на ее проектирование.

Список использованных источников

1. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика [Текст] / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
2. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашин, гидроприводы [Текст]: учебник для ВТУЗов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423с.
3. Ерасов, Ф.Н. Новые планетарные машины гидравлического привода [Текст] / Ф.Н. Ерасов. – К.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.
4. Бирюков, Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины [Текст] / Б.Н. Бирюков. – М.: Машиностроение, 1977. – 152 с.
5. Панченко, А.И. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачов, И.А. Панченко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12., т. 3. – С. 174-184.
6. Панченко, А.И. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9., т. 5. – С. 68-74.
7. Панченко, А.И. Математическая модель насосной станции с приводным двигателем [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13, т.6. – С. 45-61.

8. Волошина, А.А. Математическая модель предохранительного клапана непрямого действия [Текст] / А.А. Волошина // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12, т.4. – С. 230-239.
9. Панченко, А.И. Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2014. – Vol. 16. – No 5. – P. 293-298.
10. Панченко, А.И. Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2014. – №1 (43). – С. 71-82.
11. Панченко, А.И. Разработка стенда для испытаний унифицированного ряда гидравлических вращателей планетарного типа [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – Вип. 14, т.4. – С. 82-101.
12. Панченко, А.И. Экспериментальные исследования гидравлических вращателей планетарного типа [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина // Промислова гідравліка і пневматика. – 2014. – №3 (45). – С. 59-71.
13. Панченко, А.И. Методика проектирования элементов распределительных систем гидровращателей планетарного типа [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13, т.6. – С. 82-101.
14. Панченко, А.И. Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Харків: НТУ «ХП», 2014. – № 1 (1044). – С. 136-145.
15. Панченко, А.И. Методологические основы проектирования гидравлических вращателей планетарного типа [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2014. – Vol. 16. – No 3. – P. 179-186.

Панченко Анатолий Иванович, д-р техн. наук, профессор, завідувач кафедри мобільних енергетичних засобів, Тавричний державний агротехнологічний університет.

Волошина Анжела Анатоліївна, д-р техн. наук, доцент кафедри мобільних енергетичних засобів. Тавричний державний агротехнологічний університет.

Панченко Ігор Анатолійович, аспірант кафедри мобільних енергетичних засобів. Тавричний державний агротехнологічний університет.

Anatoly Panchenko, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of department of mobile power means. Taurian State Agrotechnological University.

Angela Voloshina, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of department of mobile power means. Taurian State Agrotechnological University.

Igor Panchenko, Graduate student of department of mobile power means. Taurian State Agrotechnological University.

УДК 621.891.22

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ГІДРОПРИВОДУ КРАНІВ

Кандидати техн. наук А.В. Євтушенко, А.М. Кравець, А.В. Погребняк,
магістранти О.В. Ковальов, Д.Б. Долюк

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ГИДРОПРИВОДА КРАНОВ

Кандидаты техн. наук А.В. Евтушенко, А.М. Кравец, А.В. Погребняк,
магистранты А.В. Ковалёв, Д.Б. Долюк

POVISHENIE RELIABILITY HYDRAULIC CRANES

Cand. of techn. sciences A. Evtushenko, A. Kravets, A. Pogrebnyk,
Undergraduates A. Kovaliov, D. Dolyuk

У статті пропонується метод підвищення надійності гідроприводу мобільних кранів шляхом поліпшення властивостей робочих рідин за рахунок дозованого введення в них присадок з контейнера. Розглянуто бракувальні показники робочих рідин гідроприводу. Виявлено причини старіння легованих масел і спрацьовування в них присадок. Пропонується спосіб визначення швидкості спрацьовування присадок і, відповідно, швидкості їхнього уведення.

Ключові слова: контейнер для присадки, дозоване введення, спрацьовування присадки, робоча рідина, гідропривід.

В статье предлагается метод повышения надежности гидропривода мобильных кранов путем улучшения свойств рабочих жидкостей за счет дозированного ввода в них присадок из контейнера. Рассмотрены браковочные показатели рабочих жидкостей гидропривода. Выявлены причины старения легированных масел и срабатывания в них присадок. Предлагается способ определения скорости срабатывания присадок и, соответственно, скорости их ввода.

Ключевые слова: контейнер для присадки, дозированный ввод, срабатывание присадки, рабочая жидкость, гидропривод.

In this article were analysed the conditions of the working the actuating fluid of hydraulicals in the mobile cranes. Also the rejection factor of the actuating fluid (the kinematic viscosity, the solids content, the purity grade, the water content, the acidity, etc.) were considered. Moreover, the causes of aging the doped oils and the tripping additives in them were identified. In this article proposed a method of determining the response speed of additives and, respectively, the speed of their input. Also it was justified the dosed input of additives instead of additives which are out of work. The article proposes the method for increasing the reliability of the hydraulic of the mobile cranes by improving the properties of the working fluid through the dosed input of additives from the container. There is a construction of the container for the dosed input and how it works. Moreover, in the article proposed a place for the container in crane's hydraulic.

The advantage of this innovation is not only increasing of the service life of the hydraulic fluid, increasing of the durability of the parts, but also improving the reliability of the hydraulic cranes in general.

Keywords: container additives dosed, triggering additives, hydraulic fluid, hydraulic.

Вступ. Завдяки ряду суттєвих переваг гідропривод широко застосовується в будівельних машинах, зоркема в мобільних кранах (МК) (автокрани, крани на спеціальному шасі автомобільного типу, пневмоколісні, залізничні тощо). Кількість МК, що експлуатуються зараз, з гідроприводом складає

понад 75%. Досвід експлуатації таких МК показує, що до 70% відмов пов'язано з гідроприводом. Удосконалення методів, засобів організації технічної експлуатації гідропривода дозволяє істотно підвищити його експлуатаційну надійність, а отже, використання МК. Одним з основних

конструктивних елементів, що забезпечує безперебійну та тривалу експлуатацію гідравлічного приводу, є робоча рідина (РР). В інструкціях з експлуатації гідроприводів МК зазначені терміни служби РР до заміни в машино-годинах або необхідність її заміни після двох років експлуатації. Зазвичай, срок служби РР у гідроприводах МК перебуває в межах 3500-4000 маш.-годин [1,2]. При легких умовах експлуатації гідроприводів швидкість старіння РР зменшується, і терміни їх служби можуть бути продовжені. При тяжких умовах експлуатації навпаки – процес старіння інтенсифікується, що різко знижує терміни служби РР до заміни. Крім того, машини, що використовуються в цей час в експлуатуючих організаціях досить зношені, що також негативно відбивається на процесах старіння РР і приводить до необхідності їхньої заміни в строки, що не вкладаються в нормативні. Тому про доцільність заміни РР на свіжі варто судити не по числу годин напрацювання, а по фактичному стану якості РР, що дозволить знизити витрати на технічне обслуговування й ремонт машин, а також більш ощадливо витратити дефіцитні й дорогі РР.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. У цей час ще немає, на жаль, стандартизованих значень показників граничного стану РР, що працювали, за якими можна визначити необхідність їх своєчасної заміни. Існують лише деякі усереднені показники граничного стану РР різного призначення (кінематична в'язкість, вміст механічних домішок, клас чистоти, вміст води, кислотне число), які можна використовувати при експлуатації, як орієнтовні, тому що ці показники якоюсь мірою узагальнюють досвід застосування РР у різних умовах. Отже виникає необхідність контролювати якість РР в процесі експлуатації гідроприводів, як це і обумовлено в [1,2] періодично перевіряти стан РР через кожні 1200 годин роботи кранів, але не рідше одного разу на рік.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При використанні в гідроприводах РР її кінематична в'язкість, як відомо, змінюється. Під час експлуатації спостерігаються значні перепади температур: від -40°C при запуску до $60-80^{\circ}\text{C}$ при сталому режимі. Температура гідроприводу може

короткочасно підвищуватися до $120-130^{\circ}\text{C}$. Спостерігаються також великі перепади тиску: від 0 до 25 МПа та вище. Швидкість ковзання поверхонь, що труться, може досягати 20 м/с [3,4]. На надійність роботи гідроприводів, в першу чергу, впливає гранулометричний склад забруднень. Найбільш небезпечні частинки – ті, розмір яких складає більше 5 мкм [3,4]. Наявність води у РР при експлуатації гідроприводу сприяє утворенню стійких емульсій. Поява мікрокрапель води в змащувальних плівках внаслідок їх випару приводить до розривів оливої плівки на трибоповерхнях та сприяє збільшенню в 1,5-2,0 рази зносу [4]. Особливістю старіння легірованих оливо є поступове погіршення властивостей присадок, які містяться у них. Це відбувається за наступними причинами [5-8]:

а) спрацьованість внаслідок витрати активних компонентів присадки, дія яких оснований на утворенні у зоні тертя хімічних з'єднань з матеріалом поверхонь, які змащуються;

б) розкладання присадок в РР під впливом високих температур яке відбувається дуже інтенсивно в зонах тертя, коли мікроступи контактують своїми вершинами та зрізають один одного, що і стимулює різке збільшення температури. При цьому має місце не тільки спрацьовування присадок, але і утворення в продуктах розпаду речовин, які приводять до корозії деталей [5];

в) деструкція полімерних присадок (деполімерізація), яка відбувається у наслідок механічних дій під час прокачки РР крізь вузькі зазори, а також при різких перепадах тиску (під час механічної деструкції молекули полімерів роздробляються на більш дрібні і ефективність присадки знижується);

г) випадіння присадки до осадку характерно, в основному, для металовміщуючих присадок, особливо, якщо останні утворюють з нафтопродуктом колоїдну суміш;

д) адсорбція присадок на деталях гідроприводу, поверхнях фільтроелементів і частках забруднень;

е) зменшення концентрації присадки за рахунок витоків.

Інтенсивність випадіння присадки до осадку різко зростає при обводненні оливо. Як показують дослідження, при наявності в оливах води концентрація присадок знижується до 50...60% від початкової [3, 8, 9]. Якщо

прийняти до уваги, що РР з присадками гігроскопічні і обводнення машин, особливо тих, що експлуатуються на відкритому повітрі (наприклад, автокрани, крани на спеціальному шасі автомобільного типу, пневмоколісні, залізничні тощо) практично неминуче, то проблема підвищення якості обводнених РР з випавшими присадками набуває особливої актуальності.

Визначення мети та задачі дослідження. Метою роботи є дослідження впливу забруднень РР на елементи гідроприводів МК. А також розглядається величина концентрації присадок у РР, як один з браковочних показників, що впливає на експлуатаційні властивості РР та на надійність гідроприводу в цілому. Пропонується засіб підвищення надійності гідроприводу МК шляхом дозованого введення присадок до РР.

Основна частина дослідження. Спрацьовування присадок в РР, які використовуються у гідроприводах, підтверджується результатами досліджень [9, 10]. Аналізуючи графік залежності $\ln C_{\tau} = f(\tau)$ автори вивели наступне рівняння, що описує закономірність спрацьовування протизношувальної присадки

$$\ln C_{\tau} = \ln C_0 - K\tau, \quad (2.1)$$

де C_{τ} - концентрація присадки в момент часу τ ;

C_0 - початкова концентрація присадки;

K - стала величина, що дорівнює тангенсу кута нахилу прямої до осі абсцис [9]).

Отже

$$C_{\tau} = C_0 e^{-k\tau}. \quad (2.2)$$

Використовуючи вираз (2.2) можна визначити час спрацьовування присадки до мінімально допустимого (бракувального) значення C_{\min}

$$t_{\text{оп}} = \frac{1}{k} \ln \frac{C_0}{C_{\min}}. \quad (2.3)$$

З (2.3) можна зробити висновок аналогічний тому, який був зроблений для моторних оливо [3,7]: для збільшення строку служби в гідроприводах РР в два рази (по спрацьовуванню присадки) необхідно у 7,3 рази збільшити початкову концентрацію

присадки, що недоцільно з економічної точки зору. Протизношувальні присадки у значній мірі визначають протизношувальні властивості оливо, а отже, зносостійкість вузлів тертя машин. Отже, слід очікувати, що протизношувальні присадки обмежують строки служби оливо, так як зниження концентрації за рахунок їх спрацьовування до будь-якого мінімально допустимого значення приводить до збільшення інтенсивності зношування, а отже, до необхідності заміни оливи на свіжу.

Розрахунки, які наведені у [9, 10], показали, що порційний і безперервний спосіб уведення присадок більш економічний, ніж одноразове уведення. Так, якщо концентрація C_0 присадки при одноразовому уведенні у 3 рази перебільшує мінімально допустиму, то заміна на безперервне дозоване уведення може забезпечити при цій же витраті присадки збільшення строку спрацьовування майже у 2 рази, а при співвідношенні $C_0/C_{\min} = 5 - 3$ рази.

Позитивний ефект цього заходу виявляється не тільки у збільшенні строків служби РР, підвищенні зносостійкості деталей, але і в підвищенні надійності гідроприводу кранів в цілому. Для дозованого вводу присадки пропонується контейнер (рис. 1).

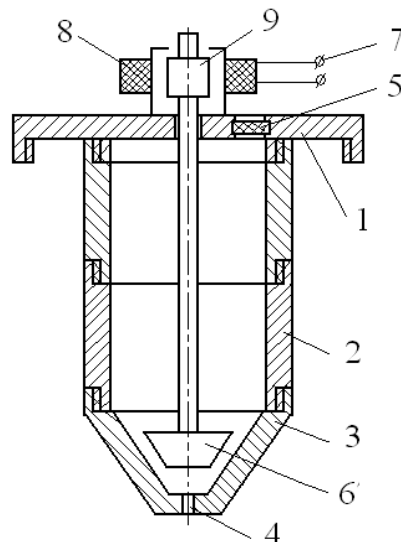


Рис. 1. Принципова схема контейнера для дозованого введення присадок:
1 – кришка; 2 – корпус; 3 – конусна насадка;
4 – отвір капілярного типу; 5 – повстинний фільтр; 6 – клапан; 7 – контакти;
8 – електромагніт; 9 – осердя

Під час роботи МК живлення подається на контакти 7, осердя 9 електромагніта 8 піднімається в крайнє верхнє положення і клапан 6 відкриває вихідний отвір капілярного типу 4. Присадка потрапляє до резервуара з РР. Коли живлення вимикається клапан 6 опускається під власною вагою і закриває отвір 4, не дозволяючи присадці потрапити до резервуара. Концентрація присадки повинна знаходитися у визначених межах залежно від маси РР у гідроприводі машини. Тому корпус контейнера має модульну конструкцію та зроблен розбірним, складові частини якого з'єднані різьбою. Швидкість уведення присадки до РР і, відповідно, кількість присадки залежить від швидкості її спрацьовування. Використовуючи контейнер, дозоване уведення присадки здійснюється згідно механізму гідродинаміки. Визначити радіус капіляра, який необхідний для підтримки концентрації присадки в РР можна з рівняння

$$r = \sqrt[4]{\frac{Q\delta\eta l}{n\pi\rho gh\tau}}, \quad (2.4)$$

де Q - кількість присадки;

η - динамічна в'язкість присадки;

l - довжина капіляра;

n - кількість капілярів;

ρ - щільність присадки;

g - прискорення вільного падіння;

h - середня висота присадки у контейнері;

τ - час вивільнення присадки.

Висновки з дослідження і перспективи, подальший розвиток у даному напрямку. При експлуатації РР присадки в них спрацьовуються перш ніж інші бракувальні показники досягнуть максимальних (критичних) значень. У зв'язку з цим доцільним є додавання присадки з метою поліпшення експлуатаційних властивостей РР, подовження строків їх служби та зменшення (наприклад, при додаванні протизношувальної присадки) зносу деталей гідроприводів, а отже підвищення надійності гідроприводу МК в цілому. Спрацьовування присадки в процесі експлуатації гідроприводів підкоряється експоненціальній закономірності. Присадку потрібно додавати дозовано, враховуючи її швидкість спрацьовування. Для цього можна використати спеціальний контейнер, що пропонується, принципова схема якого наведена на рис. 1. Користуючись формулою (2.4) можна розрахувати конструктивні параметри контейнера з урахуванням швидкості вивільнення присадки.

Під час вибору оптимального місця встановлення контейнера потрібно керуватися не тільки зручністю монтажу, але й необхідністю забезпечувати постійне перемішування присадки з РР, що може бути досягнуто при встановленні контейнера на гідробаку між зливним та усмоктувальним трубопроводами, але якщо це неможливо, то його можна встановити на заливну горловину гідробака.

Список використаних джерел

1. Кран стреловой автомобильный КС-35714К-2. Руководство по эксплуатации КС-35714К-2.00.000 РЭ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://ivmar-ka.ru/ivmarka_docs/files/new/ruk_po_expluat_KC-35714K-200000RE.pdf.
2. Кран стреловой автомобильный КС-45717-1. Руководство по эксплуатации КС-45717-1.00.000 РЭ [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://ivmar-ka.ru/ivmarka_docs/files/new/ruk_po_expluat_KC-45717-1.
3. Венцель, Е.С. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел [Текст] / Е.С. Венцель, С.Г. Жалкин, Н.И. Данько. – Харьков: ХарГАЖТ, 2003. – 168 с.
4. Руднев, В.К. Повышение эксплуатационной надежности гидроприводов строительных и дорожных машин [Текст] / В.К. Руднев, Е.Н. Лысыков, Е.С. Венцель. – К.: УМК ВО, 1989. – 136 с.
5. Связь между смазывающими и поверхностными свойствами серо-, фосфо- и азотосодержащих присадок [Текст] / П.С. Белов, В.А. Парфенова, О.Е. Цыганкова [и др.] // Трение и износ. – 1993. - Т.14, №2. – С. 354-358.
6. Конакова, С.А. О взаимном влиянии присадок различного функционального назначения [Текст] / С.А. Конакова, И.Э. Виноградова, И.Ф. Благовидов // Проблемы трения и изнашивания. – 1980. - № 17. – С. 81-83.

7. Кулиев, А.М. О рациональном использовании присадок к маслам [Текст] / А.М. Кулиев, Ф.Т. Сулейманов, В.Е. Башаев // Присадки к маслам. – М.: Химия, 1965. – С. 265-272.

8. Розенберг, Ю.А. Влияние смазочных масел на долговечность и надежность деталей машин [Текст] / Ю.А. Розенберг. – М.: Машиностроение, 1970. – 312 с.

9. Альбошца, Л.Н. Повышение износостойкости элементов гидропривода и сроков службы масел, путем дозированного ввода в них легирующих присадок и сорбентов [Текст]: метод. рекомендации / Л.Н. Альбошца, М.А. Альтшулер, З.С. Апосталюк [и др.]. – М.: ВНИИТЭМР, 1986. – 20 с.

10. Увеличение сроков службы рабочих жидкостей в гидроприводах дозированным введением присадок [Текст] / Е.С. Венцель, А.В. Евтушенко // Приводная техника. – 1998. - №5. – С. 14-16.

Рецензент д-р техн. наук, профессор М.П. Ремарчук

Євтушенко Андрій Вікторович, канд. техн. наук, доцент, кафедра будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин, Українська державна академія залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-72.

Кравець Андрій Михайлович, канд. техн. наук, доцент, кафедра будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин, Українська державна академія залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-72. E-mail: kafspprm2@rambler.ru.

Погребняк Андрій Валерійович, канд. техн. наук, доцент, кафедра будівельних і дорожніх машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Тел.: (057) 738-77-97.

Ковальв О.В., магістрант кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин, Української державної академія залізничного транспорту.

Долук Д.Б., магістрант кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин, Української державної академія залізничного транспорту.

Yevtushenko Andriy, candidate of technical sciences, associate professor, department of construction, travel and cargo handling machines, Ukrainian State Academy of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-72.

Kravets Andriy, candidate of technical sciences, associate professor, department of construction, travel and cargo handling machines, Ukrainian State Academy of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-72. E-mail: kafspprm2@rambler.ru.

Pogrebnyk Andriy, candidate of technical sciences, associate professor, department of construction and road machines, Kharkiv national automobile and highway university. Tel.: (057) 738-77-97.

Kovaliov Alexander, undergraduate of department of construction, travel and cargo handling machines, Ukrainian State Academy of Railway Transport.

Dolyuk Dmitry, undergraduate of department of construction, travel and cargo handling machines, Ukrainian State Academy of Railway Transport.

УДК 621.829

АНАЛІЗ ЗАХОДІВ БОРОТЬБИ З НАЛИПАННЯМ ТА НАМЕРЗАННЯМ ВОЛОГИХ НАСИПНИХ ВАНТАЖІВ ДО ПОВЕРХОНЬ КУЗОВІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Кандидати техн. наук Є.В. Романович, Г.М. Афанасов, А.О. Бабенко,
студ. Р.В. Міланченко

АНАЛИЗ СПОСОБОВ БОРЬБЫ С НАЛИПАНИЕМ И НАМЕРЗАНИЕМ ВЛАЖНЫХ НАСЫПНЫХ ГРУЗОВ К ПОВЕРХНОСТЯМ КУЗОВОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Кандидаты техн. наук Е.В. Романович, Г.М. Афанасов, А.А. Бабенко,
студ. Р.В. Миланченко

ANALYSIS OF MEASURES TO FIGHT AND FROST BUILDUP OF MOISTURE BULK CARGOES TO WORKING SURFACE VEHICLES

**Cand. of techn. sciences E. Romanovich, G. Afanasov, A. Babenko,
Stud. R. Milanchenko**

Згідно аналізу робіт видатних вчених визначили основні параметри фізичних основ прилипання вологих насипних вантажів до робочих поверхонь кузовів транспортних засобів та розглянули основні методи боротьби з цими явищами. Звідси випливає, що найбільш перспективним засобом боротьби є використання покриттів, які здатні знижати прилипання вологих насипних вантажів. Такі покриття слід шукати в галузі полімерних і гідрофобних лакофарбових покриттів, поверхневий натяг яких нижче, чим у води.

Ключові слова: насипний вантаж, транспортний засіб, намерзання, налипання, поверхневий натяг, покриття, гідрофобні покриття, полімери.

Согласно анализу работ выдающихся ученых определили основные параметры физических основ прилипания влажных насыпных грузов к рабочим поверхностям кузовов транспортных средств и рассмотрели основные методы борьбы с этими явлениями. Отсюда следует, что наиболее перспективным средством борьбы является использование покрытий, которые способны снижать прилипание влажных насыпных грузов. Такие покрытия следует искать в области полимерных и гидрофобных лакокрасочных покрытий, поверхностное натяжение которых ниже, чем у воды.

Ключевые слова: насыпной груз, транспортное средство, намерзание, налипание, поверхностное натяжение, покрытия, гидрофобные покрытия, полимеры.

Vehicles, including open rolling stock of railways, during production, handling, transportation and storage of bulk cargo does not meet the design capacity, as the volume of processed goods especially in conditions of high humidity or frost, is significantly reduced. This is due to sticking or interpreted as freezing of bulk cargo in the vehicle body and as a consequence do not complete their unloading.

According to the analysis of works of prominent scientists have identified the main parameters of the physical bases of adhesion of wet bulk cargo to the working surfaces of bodies of vehicles and reviewed the main methods of dealing with these phenomena. It follows that the most promising way to fight is to use coatings that are capable of sticking znyzhaty wet bulk cargoes. Such coatings are to be found in polymer and hydrophobic coatings, surface tension which is lower than that of water.

Keywords: bulk cargo vehicle accretion, adhesion, surface tension, coatings, hydrophobic coatings, polymers.

Вступ. Транспортні засоби, в тому числі відкритий рухомий склад залізниць, в процесі видобутку, перевантаження, транспортування

та зберігання насипних вантажів не відповідає розрахунковій продуктивності, тому що об'єм вантажів, що переробляються особливо в

умовах високої вологості чи морозу, значно зменшується. Це пов'язано з налипанням або намерзанням насипних вантажів до робочих поверхонь кузовів транспортних засобів і як наслідок не повне їх розвантаження. При цьому продуктивність думпкарів або напіввагонів зменшується до 40%, екскаваторів до 35%, бункерів до 70%. Ці дані свідчать про актуальність питання створення ефективних засобів запобігання налипанню чи примерзанням насипних вантажів до металевих поверхонь транспортних засобів або їх механічної очистки.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. При переробці насипних вантажів продуктивність транспортних засобів різко зменшується: в зимовий період у зв'язку з явищем примерзання вантажів до металевих поверхонь, а в осінній і весняний – з прилипанням вологого вантажу.

Використання ручної праці для боротьби з цими явищами є малопродуктивним, трудомістким, іноді небезпечним для обслуговуючого персоналу. Таким чином, боротьба з прилипанням та намерзанням насипних вантажів є важливим завданням як для залізниць, так і для інших підприємств України.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню процесів перевезення вологих насипних вантажів та вивченню проблеми їх налипання та примерзання до робочих поверхонь кузовів транспортних засобів присвячені роботи видатних вчених [1-10]. Встановлено, що процес налипання або примерзання вантажів до поверхонь обумовлено таким фізичним явищем, як змочування їх водою тобто при контакті води та поверхні.

Також на жаль всі відомі на цей час засоби боротьби з налипанням або намерзанням не знайшли широкого застосування на промислових підприємствах в Україні і в світі.

Визначення мети та задачі дослідження. Дана робота присвячена дослідженню процесу налипання або намерзання насипних вантажів до робочих поверхонь кузовів транспортних засобів, зокрема, рухомого складу та аналізу існуючих методів боротьби з цими явищами.

Основна частина досліджень. На першому етапі наших досліджень було визначення основних фізичних основ прилипання вологих насипних вантажів (глинистих насипних вантажів) до поверхонь транспортних засобів.

Налипання обумовлюється здатністю вологих насипних вантажів адсорбувати на своїй поверхні молекули води. Згідно [4] встановлено, чим менші частки, тим більший шар води вони утримують біля своєї поверхні. Це пояснює більш інтенсивне прилипання вологих вантажів розміром менше 5 мкм.

Прилипання вологих вантажів до твердої поверхні транспортних засобів відбувається в результаті контакту води, на яку діють одночасно різні сили, як зі сторони глинистих часток, так і зі сторони твердої поверхні. Звідси, величина прилипання вологого вантажу до твердої поверхні залежить від взаємодії молекул води і покриття.

Одним з проявів взаємодії молекул є здатність твердої поверхні змочуватися водою. Розрізняють гідрофільні (поверхні, що змочуються) та гідрофобні (поверхні, що не змочуються) [5].

При відсутності взаємодії між молекулами води і твердого тіла сили поверхневого натягу не можуть подолати сили внутрішнього зчеплення між молекулами води, і як наслідок процес прилипання не відбудеться.

Умову змочування твердого покриття рідиною можна виразити наступним чином [6]

$$\sigma_T > \sigma_{Ж} + \sigma_{ТЖ},$$

де σ_T – рівноважний поверхневий натяг твердого тіла;

$\sigma_{Ж}$ – поверхневий натяг рідин;

$\sigma_{ТЖ}$ – міжфазовий поверхневий натяг на межі твердо тіло – рідина.

В стані рівноваги твердої та рідинної поверхонь величною міжфазовим поверхневим натягом можна знехотити, тоді умова змочування поверхонь має наступний вигляд

$$\sigma_T > \sigma_{Ж}.$$

Змочування твердої поверхні рідиною можна виразити також величиною адгезії W_a згідно рівняння Дюпре-Юнга [6]

$$W_a = \sigma_{ж}(1 + \cos\theta),$$

де θ – крайовий кут змочування, що утворюється каплею на твердій поверхні в рівноважному стані.

Відповідно виразу (3) вода змочує всі метали, окиси металів, кристали солей, скло та не змочує більшість твердих органічних речовин, які мають меншу величину поверхневого натягу.

Звідси випливає, що тверді покриття, які не змочуються водою, а відповідно, які здатні знизити прилипання вологих насипних вантажів, слід шукати в галузі полімерних і гідрофобних лакофарбових покриттів, поверхневий натяг яких нижче, чим у води.

Другий етап наших досліджень присвячений аналізу існуючих, як вітчизняних, так і зарубіжних заходів боротьби з налипанням насипних вантажів до поверхонь транспортних засобів.

Всі відомі заходи по характеру дії можна розділити на дві основні групи (рис.1) [3-8].

1. Способи видалення налиплої або намерзлої маси насипних вантажів до робочих поверхонь транспортних засобів:

- механічні засоби очистки;
- електроосмос.

2. Засоби, що захищають робочі поверхні транспортних засобів від налипання або намерзання насипних вантажів:

- механічна ізоляція;
- хімічна ізоляція.

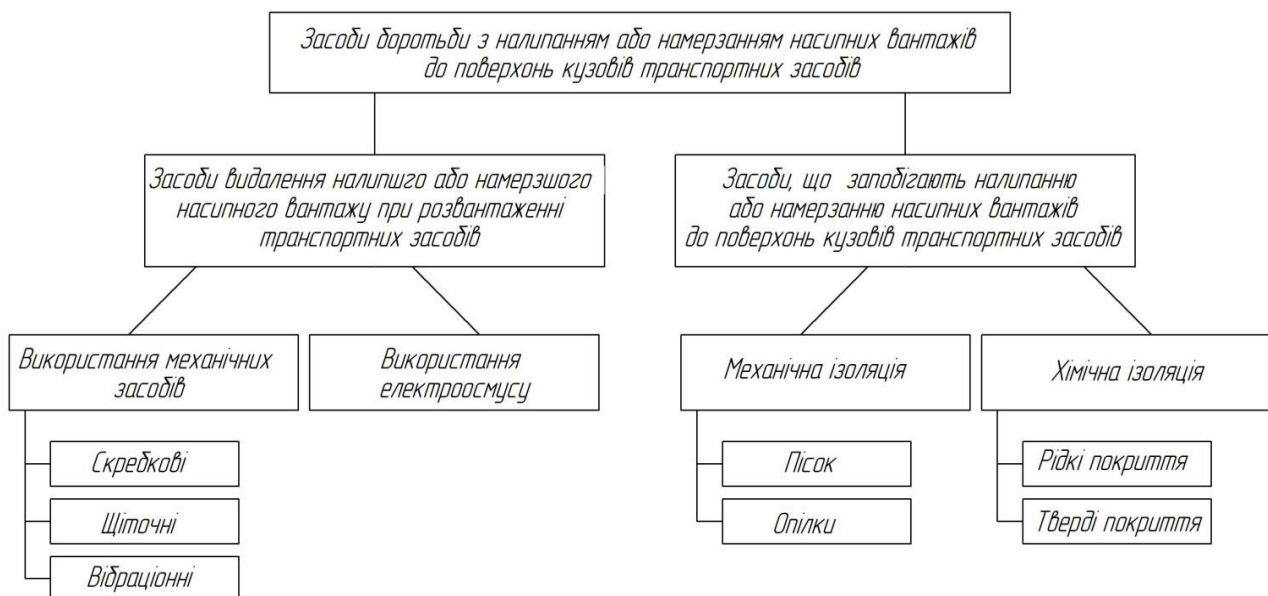


Рис. 1. Класифікація засобів боротьби з прилипанням або замерзанням вологих насипних вантажів до поверхонь кузовів транспортних засобів

До механічних засобів очистки відносяться засоби боротьби з налипанням або замерзанням за допомогою пристроїв як механічно незалежних, які не зв'язані з вузлами пристроїв для очищення (скребокві, вібраційні, щіточці і т.п.), так і механічно зв'язаних з деталями транспортних засобів (вібратори на стінках та люках думпкарів, бункерів і т.п.)

Використання скребоквих пристроїв прискорює процес розвантаження транспортних засобів (у порівнянні з ручною працею у 1,5-2 рази), але не забезпечує їх

повної очистки та має високу вірогідність пошкодження поверхонь кузовів.

На деяких підприємствах України використовують вібраційні пристрої, які також збільшують продуктивність очищення транспортних засобів до двох разів, але ці пристрої не працюють при замерзанні або в умовах інтенсивного прилипання насипних вантажів. Крім того, вібрація обладнання призводить к передчасному зносу ємностей транспортних засобів.

Найбільш ефективним і простим з механічних засобів для очистки транспортних засобів, на наш погляд, є використання щіточних машин. Вони є достатньо ефективними при роботі з налиплими насипними вантажами і слабконамерзлими. Основним недоліком цих машин є те, що вони

не працюють з інтенсивно намерзлими насипними вантажами. Одну з таких машин було розроблено фахівцями лабораторії механізації вантажно-розвантажувальних робіт на залізничному транспорті Української державної академії залізничного транспорту (рис. 2).

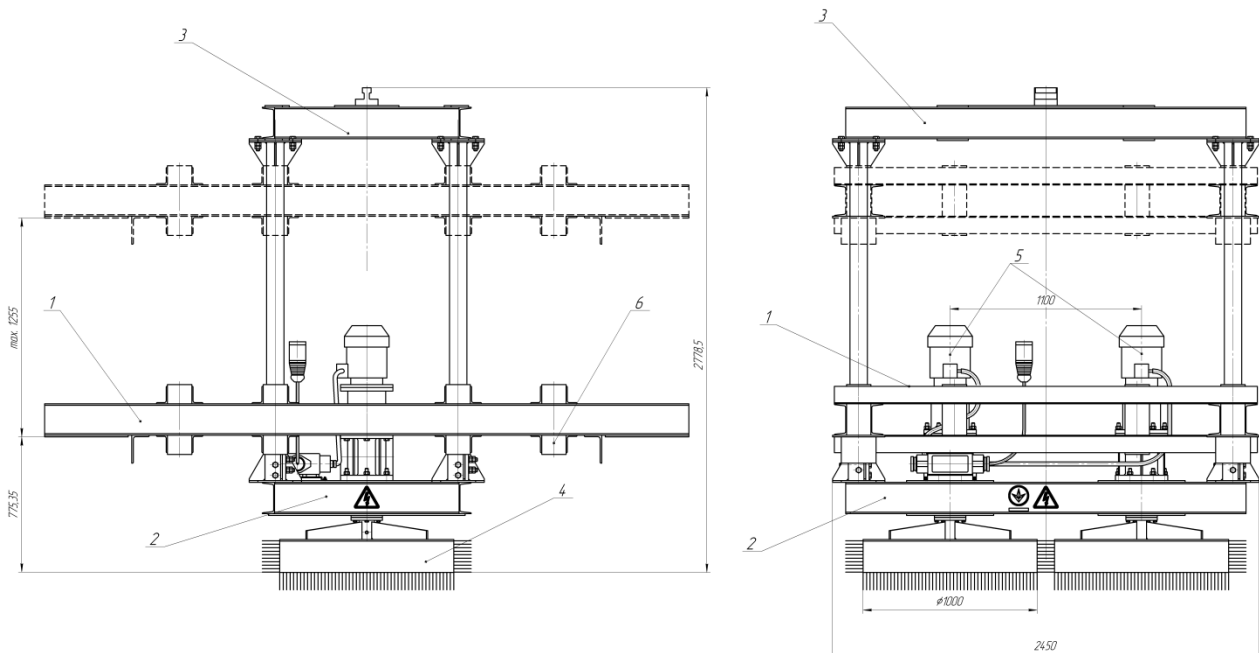


Рис. 2. Пристрій для очищення напіввагонів та думпкарів від налиплих та намерзлих насипних вантажів

Пристрій для очищення напіввагонів та думпкарів від налиплих та намерзлих насипних вантажів складається із трьох рам (опорної 1, верхньої 3 та моторної 2) (рис. 2), на нижній рамі встановлено два робочих органи 4, які приводяться в дію за допомогою мотор-редукторів 5. Захват та переміщення пристрою здійснюється краном, а задля запобігання зсуву опорної рами з верхньої обв'язки вагону на ній встановлені упори 5. Живлення мотор-редукторів забезпечується від електромережі крану.

Але не дивлячись на всі переваги механічних засобів, найбільш перспективним є використання засобів, що запобігають налипанню або намерзанню насипних вантажів до кузовів транспортних засобів.

Одним з таких засобів є механічна ізоляція тобто створення між насипним вантажем та поверхнею кузовів транспортних засобів шару іншого матеріалу, який запобігає налипанню або примерзанню. Частіш для цих

цілей використовують тирсу та сухий пісок, якими обсыпають внутрішні поверхні кузовів.

Не дивлячись на простоту цей спосіб не знайшов широкого використання на практиці.

Більш широкого застосування знайшов метод використання рідинних покриттів, який полягає в створенні на робочих поверхнях кузовів транспортних засобів адсорбційних плівок поверхнево-активних речовин, які різко підвищують гідрофобність цих поверхонь. Таким чином використання рідких профілактичних засобів «Ниогрин», «Северин» підвищують продуктивність розвантаження транспортних засобів до 20%. Нанесення цих матеріалів здійснюється розпиленням за допомогою форсунок [1-8].

Недоліками цього засобу є недовговічність захисних плівок, відповідно, необхідність систематичного повторного обприскування поверхонь.

Недоліків рідинних покриттів не мають тверді полімерні покриття.

При нанесенні на робочі поверхні кузовів транспортних засобів твердих полімерних покриттів, які володіють високими гідрофобними властивостями, досягаються дві цілі – значно зменшується налипання або примерзання до них вологих насипних вантажів та створюється надійний захист від корозії деталей, що з ним контактують.

Таким чином предметом наших подальших досліджень є вивчення існуючих твердих полімерних або лакофарбових покриттів, які володіють високими гідрофобними властивостями, а також створення нових видів покриттів та методів їх нанесення на робочі поверхні кузовів транспортних засобів [3].

Висновки з дослідження і перспективи, подальший розвиток у даному напрямку:

1. Провівши аналіз робіт видатних вчених визначили основні параметри фізичних

основ прилипання вологих насипних вантажів до робочих поверхонь кузовів транспортних засобів.

2. Фахівцями лабораторії механізації вантажно-розвантажувальних робіт на залізничному транспорті Української державної академії залізничного транспорту запропонована нова конструкція пристрою для очищення напіввагонів та думпкарів від налиплих та намерзлих насипних вантажів із щіточними робочими органами.

3. Виходячи із молекулярної та термодинамічної теорії, основним напрямом, що дозволяє зменшити силу зчеплення вологих насипних вантажів із робочими поверхнями кузовів транспортних засобів є їх гідрофобізація за рахунок використання твердих полімерних або лакофарбових покриттів.

Список використаних джерел

1. Лепнев, М.И. Грузы и мороз [Текст] / М.И. Лепнев, Э.П. Северинова. – М.: Транспорт, 1988. – 143 с.
2. Лепнев, М.И. Разогрев смерзшихся грузов на установках с инфракрасными излучателями [Текст] / М.И. Лепнев, В.И. Потапов. – Л.: Стройиздат, 1979. – 95 с.
3. Дунаевская, М.П. Разработка и обоснование эффективных средств защиты емкостей транспортного и перегрузочного оборудования от прилипания и примерзания горной массы [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Дунаевская Маргарита Павловна. – М., 1984. – 184 с.
4. Медведева, В.Я. Профилактика поверхностей горнотранспортного оборудования от примерзания и прилипания пород угля [Текст] / В.Я. Медведева, Г.А. Субботина, Н.И. Шальнова. – Уголь, 1974. – 125 с.
5. Синявская, Р.И. Средства для улучшения разгрузки из вагонов в зимнее время [Текст] / Р.И. Синявская, Г.А. Субботина // Обогащение и брикетирование угля: сб. науч. тр. – М., 1972. – №3. – С. 15-17.
6. Селенский, И.А. Способ предотвращения примерзания [Текст] / И.А. Селенский, А.М. Полежаев // Железнодорожный транспорт: сб. научн. тр. – М., 1968. – №2. – С. 15-16.
7. Новиков, Б.А. Борьба с прилипанием и примерзанием горной массы к ковшам землеройных машин [Текст] / Б.А. Новиков // Добыча угля открытым способом: сб. научн. тр. ЦНИИЭуголь. – М., 1980. – №5. – С. 5-22.
8. Васильев, В.В. Твердые полимерные покрытия для предотвращения прилипания и примерзания горной массы [Текст] / В.В. Васильев, М.П. Дунаевская, В.Я. Медведева // Уголь Украины: сб. научн. тр. – Донецк, 1983. – №6. – С. 25-26.
9. Кожевников, Н.Н. Прогнозирование процессов промерзания в сыпучих материалах при железнодорожных перевозках [Текст] / Н.Н. Кожевников, В.И. Попов. – Новосибирск: Наука, 1978. – 104 с.
10. Перевозка смерзающихся грузов [Текст] / И.И. Батраков, Ю.А. Носков [и др.]; под ред. Ю.А. Носкова. – М: Транспорт, 1988. – 208 с.

Рецензент д-р техн. наук, професор М.П. Ремарчук

Романович Євген Валентинович, канд. техн. наук, доцент кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту. Тел. 730-10-72.
Афанасов Георгій Михайлович, канд. техн. наук, доцент кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту. Тел. 730-10-72.
Бабенко Андрій Олександрович, канд. техн. наук, доцент кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту. Тел. 730-10-72.

Миланченко Роман Валерійович, студент кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту.

Rovanovich Evgeniy candidate of technical sciences, associate professor, department of construction, travel and cargo handling machines, Ukrainian State Academy of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-72. E-mail: kafspprm2@rambler.ru.

Afanasov Georgiy candidate of technical sciences, associate professor, department of construction, travel and cargo handling machines, Ukrainian State Academy of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-72. E-mail: kafspprm2@rambler.ru.

Babenko Andriy candidate of technical sciences, associate professor, department of construction, travel and cargo handling machines, Ukrainian State Academy of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-72. E-mail: kafspprm2@rambler.ru.

Milanchenko Roman student of department of construction, travel and cargo handling machines, Ukrainian State Academy of Railway Transport.

УДК 629.065

ЗАСОБИ ДЛЯ МЕХАНІЗАЦІЇ РОЗРІВНЮВАННЯ НАСИПНИХ ВАНТАЖІВ У НАПІВВАГОНАХ

Кандидати техн. наук Є.В. Романович, Г.М. Афанасов, Л.М. Козар,
студ. В.В. Бут

СРЕДСТВА ДЛЯ МЕХАНИЗАЦИИ РАЗРАВНИВАНИЯ НАСЫПНЫХ ГРУЗОВ В ПОЛУВАГОНАХ

Кандидаты техн. наук Е.В. Романович, Г.М. Афанасов, Л.М. Козарь,
студ. В.В.Бут

TOOLS FOR BULK MECHANIZATION LEVELING IN GONDOLAS

Cand. of techn. sciences Ye.V. Romanovych, G.M. Afanasov, L.M. Kozar,
Stud. V.V.But

Насипний вантаж повинен рівномірно розміщуватись у напіввагоні. Цього вимагають правила перевезень. У теперішній час вирівнювання вантажу здійснюється переважно вручну.

Для механізації робіт з розрівнювання вантажів після завантаження напіввагонів пропонуються конструкції двох типів пристроїв – з роторним і шнековим робочим органом. Пристрій є навісним обладнанням до вантажопіднімальних кранів.

Роторний пристрій впроваджений у виробництво.

Ключові слова: *насипний вантаж, напіввагон, правила перевезень, центр тягіння, рівномірне розміщення, механізація.*

Насыпной груз должен равномерно размещаться в полувагоне. Этому требуют правила перевозок. В настоящее время выравнивания груза осуществляется преимущественно вручную.

Для механизации работ по разравниванию грузов после загрузки полувагонов предлагаются конструкции двух типов устройств – с роторным и шнековым рабочим органом. Устройства являются навесным оборудованием к грузоподъемным кранам.

Роторное устройство внедрено в производство.

Ключевые слова: *насыпной груз, полувагон, правила перевозок, центр тяжести, равномерное размещение, механизация.*

Duration of the handling operations reflects the efficiency of car fleet operation on railways. The modern mechanization facilities affect on this performance indicator.

One of the issues is a trimming of a bulked cargo. This freight should be evenly distributed in a gondola car according to the traffic policies.

The design of the device with the rotor-type movable operating element is proposed for the mechanization of the trimming operations on a bulked cargo. The physical model of the movable operating element has been built. Laboratory researches have been performed on the "Construction, track and materials handling machines" department of the Ukrainian State Academy of Railway Transport. The geometric parameters of the rotor and optimal rotation frequency have been determined.

Full-scale sample of the device has been constructed and introduced into production. Device is an attached implement for the climbing cranes and is relatively light-weight and has a relatively low price. Actual tests have proved the efficiency of the device. However, unacceptable result has been obtained in operation on heavy freights, such as ore concentrate.

The equipment with a screw movable object is proposed for heavy freights.

Keywords: bulked freight, gondola car, traffic policies, center of gravity, balancing, mechanization.

Вступ. Основним сегментом транспортної системи України дотепер залишається залізниця. Українська мережа залізниць є однією з найбільш розвинутих серед європейських країн, займає провідне місце за обсягами вантажоперевезень всередині країни та відіграє важливу транзитну роль. У структурі вантажних перевезень залізничний транспорт займає від 55 до 57 % [1].

В Україні більш, ніж 50 % вантажоперевезень здійснюються залізничним транспортом. В загальному обсязі перевезень частка насипних вантажів становить більше 60 % [1].

Одним з основних показників ефективності експлуатації вагонного парку є тривалість виконання вантажно-розвантажувальних робіт, яка залежить від оснащеності вантажних пунктів залізничних станцій і промислових підприємств сучасними засобами механізації.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. У загальному обсязі перевезень насипних

вантажів приблизно дві третини транспортуються у напіввагонах [1]. Перевезення таких вантажів, згідно з вимогами чинних нормативних документів [2, 3], повинно здійснюватись за умови забезпечення рівномірного розміщення вантажу у напіввагоні. Так, максимально допустима різниця у навантаженості вантажних візків чотиривісних напіввагонів становить 10 т, а максимально допустиме поперечне зміщення центру тяжіння вантажу масою 50 т становить при завантаженні 250 мм.

На багатьох вантажних пунктах залізничних станцій і промислових підприємств із невеликим або середнім вантажопотоком завантаження здійснюється за допомогою фронтальних навантажувачів або грейферів (рис.1).

В таких умовах забезпечити суворе дотримання згаданих вище вимог чинних Правил [2] дуже складно через те, що перерозподіл (вирівнювання) вантажу у напіввагоні здійснюється переважно вручну (рис. 2,а). Інколи для виконання розрівнювання долучають грейфери (рис. 2,б).



Рис. 1. Завантаження руди фронтальним навантажувачем



Рис. 2. Найбільш поширені способи розрівнювання насипного вантажу: а – вручну; б – грейфером

Ручне розрівнювання – це важка, небезпечна та малопродуктивна праця: бригада з чотирьох робітників виконує обробку одного напіввагона приблизно за 20 хв, а вартість перевезення 1 т вантажу зростає приблизно на величину від 1,5 до 2 грн. Розрівнювання вантажу грейфером часто (близько 10 % напіввагонів) призводить до пошкодження рухомого складу, що потребує додаткових коштів на його ремонт.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Фахівцями Галузевої науково-дослідної лабораторії механізації вантажно-розвантажувальних робіт Української державної академії залізничного транспорту (УкрДАЗТ) проведено аналіз літературних джерел [4, 5, 6], вітчизняного та закордонного досвіду в частині механізованого розрівнювання насипних вантажів у залізничному рухомому складі. Такий аналіз виявив цілковиту відсутність спеціалізованих технічних засобів для розрівнювання вантажів у вагонах. Тому, питання створення технічних засобів для механізованого розрівнювання насипних вантажів у напіввагонах є актуальним.

Визначення мети та задачі дослідження. Основним завданням є створення конструкції навісного пристрою для розрівнювання насипних вантажів у напіввагонах з метою задоволення вимог чинних нормативних документів щодо забезпечення рівномірного розподілення вантажу у напіввагоні як у поперечному, так і поздовжньому перерізах.

Основна частина дослідження. Під час вибору типу робочого органу майбутнього

розрівнювача виявлено, що чинні нормативні документи [7, 8] забороняють створювати більш-менш суттєві поперечні навантаження на верхній об'язувальний пояс напіввагону. Також, більшість залізничних станцій, де виконується завантаження насипних вантажів у відкритий рухомий склад, не мають власних маневрових засобів а, отже, не мають можливості просувати вагони під пристроєм для розрівнювання. На цій підставі можливість використання стаціонарних розрівнювачів з робочими органами пасивного типу нами виключена. Активний робочий орган розрівнювача прийнятий виходячи з принципу роботи комунальних машин, які призначені для розкидання піщано-соляної суміші [9] (рис. 3), а саме: вирішено використати диск, що обертається і обладнати його лопатями. На відміну від солерозкидальних машин, диск перевернутий на 180° (лопатями вниз).



Рис. 3. Солерозкидальна машина

Для перевірки роботоздатності запропонованого робочого органу створена фізична модель дискового робочого органу та проведені лабораторні дослідження на ґрунтовому каналі кафедри «Будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини» УкрДАЗТ. У досліджах використані такі вантажі, як пісок і щебінь. Лабораторні дослідження

дали змогу підібрати геометричні параметри проектованого робочого органу та визначити оптимальну частоту його обертання.

За результатами фізичного моделювання розроблена та впроваджена у виробництво [10] нова конструкція навісного пристрою для розрівнювання насипних вантажів у напіввагонах (рис. 4).

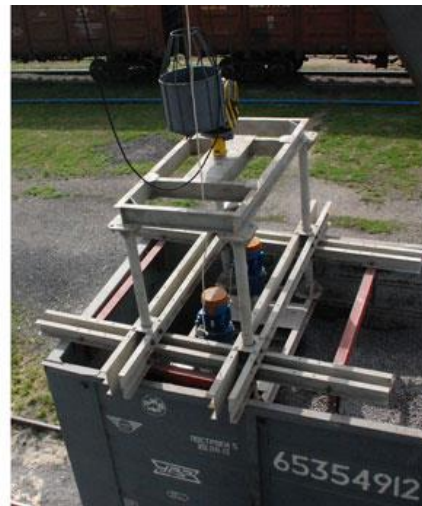


Рис. 4. Роторний навісний пристрій для розрівнювання насипних вантажів у напіввагонах

Експлуатаційні випробування розробленого пристрою показали, що тривалість розрівнювання напіввагону із щебенем становить 4,5 хв, а собівартість обробки одного вагона становить близько 2,0 грн. Але спроба використати цей пристрій для розрівнювання рудного концентрату, який має насипну густину $3,8 \text{ т/м}^3$, завершилася невдачею: ротори глибоко занурювалися у вантаж, не розрівнюючи його (рис. 5).

Для розрівнювання таких важких вантажів, як рудний концентрат, запропонована ще одна конструкція навісного пристрою для розрівнювання насипних вантажів у напіввагонах, у якій використаний шнековий робочий орган (рис. 6). У запропонованому пристрої, на відміну від впровадженого раніше, окрім зміни робочого органу, на 36 % підвищено потужність приводу що забезпечить можливість роботи на насипних вантажах високої щільності.



Рис. 5. Вигляд напіввагону з рудним концентратом після обробки роторним розрівнювачем

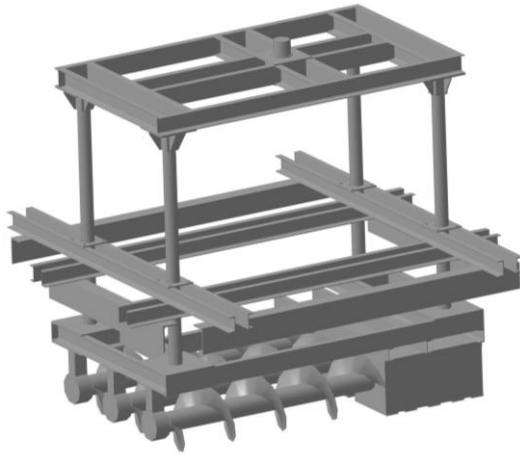


Рис. 6. Шнековий навісний пристрій для розрівнювання насипних вантажів у напіввагонах

Висновки з дослідження і перспективи, подальший розвиток у даному напрямку. Запропоновані конструкції пристроїв для механізації розрівнювання насипних вантажів у напіввагонах є новими, аналогів їм у вітчизняній та світовій практиці немає. Кожен з них має свої переваги і недоліки у порівнянні з іншим:

- роторний розрівнювач має меншу власну масу та значно нижчу вартість, але він може працювати лише на вантажах з порівняно невеликою насипною густиною та задовільною сипкістю;

- шнековий розрівнювач за більшої матеріаломісткості та ціни, дозволяє механізувати розрівнювання важких та погано сипких вантажів.

Список використаних джерел

1. Гулик, Т. Огляд ринку залізничних перевезень [Електронний ресурс]: аналітика / Т. Гулик // Рейтингове агенство Кредит-Рейтинг. – Режим доступу: <http://www.credit-rating.ua>. – (Дата звернення: 26.09.2014).
2. Правила размещения и крепления грузов в вагонах и контейнерах (Приложение 14 к Соглашению о международном грузовом сообщении) [Електронний ресурс]: вантажні перевезення: Правила перевезення вантажів / Укрзалізниця. – Режим доступу: <http://uz.gov.ua>. – (Дата звернення: 26.09.2014).
3. Технические условия погрузки и крепления грузов [Текст] / МПС СССР. – М. : Транспорт, 1990. – 409 с.
4. Леонов, В.И. Механизация и автоматизация погрузочно-разгрузочных работ [Текст] / В.И. Леонов, В.И. Панов, Е.Г. Угодин, Д.С. Плюхин, И.Г. Козловский // Грузовая и коммерческая работа. – 1986. – Вып. 1. – С. 1-26.
5. Собкалов, И.П. Автоматизация и механизация погрузочно-разгрузочных работ [Текст]: опыт Южной железной дороги / И.П. Собкалов, А.Н. Котенко. – М.: Транспорт, 1986. – 128 с.
6. Собкалов, И.П. Новые технологии обработки вагонов [Текст] / И.П. Собкалов, А.Н. Котенко. – Харьков : Прапор, 1987. – 66 с.
7. ГОСТ 22235–76. Вагоны грузовые магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Общие требования по обеспечению сохранности при производстве погрузочно-разгрузочных и маневровых работ [Текст]. – Введ. 1978–01–01. – М. : ИПК Изд-во стандартов, 1999. – 35 с.
8. Сендеров, Г.К. Изменения и дополнения к межгосударственному стандарту (ГОСТ 22235–76) по сохранности грузовых вагонов [Текст] / Г.К. Сендеров, А.П. Ступин, С.А. Другаль, Е.А. Поздина // Ж.-д. трансп. Сер. Вагоны и вагонное хозяйство. – 1999. – Вып. 3. – С. 1-32.
9. Солеразбрасыватель МДКЗ-10 (МДКЗ-11) [Электронний ресурс]: дорожная техника: солеразбрасывательные машины / Группа компаний «Будшляхмаш». – Режим доступу: <http://www.bshm.com.ua>. – (Дата обращения: 26.09.2014).
10. Устройство для разравнивания сыпучих грузов в полувагонах [Электронний ресурс] сводный прайс-лист: грузозахватные устройства / ГП «Винницатрансприбор». – Режим доступу: <http://www.vtranspribor.com.ua>. – (Дата обращения: 26.09.2014).

Рецензент д-р техн. наук, профессор М.П. Ремарчук

Романович Євген Валентинович, канд. техн. наук, доцент кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту. Тел. 730-10-72.

Афанасов Георгій Михайлович, канд. техн. наук, доцент кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту. Тел. 730-10-72.

Козар Леонід Михайлович, канд. техн. наук, доцент кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту. Тел. 730-10-72. Бут В.В., студент Української державної академії залізничного транспорту.

Rovanovich Evgeniy candidate of technical sciences, associate professor, department of construction, travel and cargo handling machines, Ukrainian State Academy of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-72. E-mail: kafspprm2@rambler.ru.

Afanasov Georgiy candidate of technical sciences, associate professor, department of construction, travel and cargo handling machines, Ukrainian State Academy of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-72. E-mail: kafspprm2@rambler.ru.

Kozar Leonid candidate of technical sciences, associate professor, department of construction, travel and cargo handling machines, Ukrainian State Academy of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-72. E-mail: kafspprm2@rambler.ru. Boot V., student Ukrainian State Academy of Railway Transport.

УДК 66.066

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ОЧИСТКИ НАФТОПРОДУКТІВ ВІД ВОДИ

Асп. І.Ю. Сафонюк

АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ ОЧИСТКИ НЕФТЕПРОДУКТОВ ОТ ВОДЫ

Аспирант И.Ю. Сафонюк

CLEANING OIL FROM WATER ANALYSIS OF EXISTING METHODS

Graduate student I. Safonyuk

Проведений аналіз відомих методів очистки нафтопродуктів від води та наведена їх порівняльна характеристика. Встановлена доцільність пошуку нових, а також вдосконалення та інтенсифікації ефективності відомих методів очистки від води. Найбільший інтерес викликає дегідратація нафтопродуктів в електричному полі, оскільки цей метод має ряд переваг: дешевизна, можливість автоматизації процесу, простота конструкції.

Ключові слова: емульсія, вода, забруднення, коалесценція, електричне поле, очистка, фільтрування.

Проведенный анализ известных методов очистки нефтепродуктов от воды и приведена их сравнительная характеристика. Установлена целесообразность поиска новых, а также совершенствования и интенсификации эффективности известных методов очистки от воды. Наибольший интерес вызывает дегидратация нефтепродуктов в электрическом поле, поскольку этот метод имеет ряд преимуществ: дешевизна, возможность автоматизации процесса, простота конструкции.

Ключевые слова: эмульсия, вода, загрязнения, коалесценция, электрическое поле, очистка, фильтрование.

When operating oil is their continuous wear, dirt and aging. To slow this process use the following cleaning methods: filtration, sedimentation, centrifugation, thermal vacuum evaporation and others. Today's competitive environment all types of technological measures to maintain performance lubricants require constant improvement. The analysis of the known methods of cleaning oils of water and given their comparative characteristics. Typically the dehydration of oil requires either high power consumption or a large amount of supplies or takes a long period of time, which leads to an increase in the unit cost of production. Thus, the search for new and more effective, and the intensification of the known methods of cleaning oil from water is of interest to the industry. The most promising method of separation of emulsions

is the treatment in an electric field, as this method has several advantages: low cost, the ability to automate the process, simplicity of design.

Keywords: *emulsion, water, pollution, coalescence, the electric field, purification, filtration.*

Вступ. При експлуатації нафтопродуктів відбувається їх безперервний знос, забруднення і старіння. Для сповільнення цих процесів застосовують наступні методи очистки: фільтрування, відстоювання, центрифугування, термовакуумне випаровування та ін. У сучасних умовах конкуренції всі типи технологічних мпр по підтримці працездатності паливно-мастильних матеріалів (ПММ) вимагають постійного вдосконалення.

В таких вологих умовах виробництва наприклад як целюлозно-паперова переробка, застосування машин важкого типу складних кліматичних умовах, харчовій промисловості, існує висока ймовірність потрапляння води в робочу рідину. Однак забруднення водою мають місце практично у всіх сферах промисловості [1].

Присутність води є одним із негативних факторів, що знижують надійність роботи вузлів тертя в машинах. Вода сприяє окисленню базової оливи та вимиває деякі присадки, які притягуються до води. Зазвичай вода збирається на дні резервуара. Це призводить до гідролітичних реакцій, що в свою чергу веде до пришвидшення корозійних процесів і утворення абразивних забруднювачів. До найбільш поширених негативних факторів, що спричиняє вода можна віднести наступні [2]:

- корозія та утворення іржі. Кислоти об'єднуючись із водою підвищують свою агресивність. Корозія в свою чергу пришвидшує знос поверхонь. Тертя на пошкодженій поверхні веде до утворення концентраторів напруження та збільшення площі поверхні дії корозії;

- кавітація. РР із водою більш чутлива до кавітації оскільки на утворення пару із води необхідно затратити менше енергії ніж на пароутворення із оливи. Забруднення води також підвищує здатність нафтопродуктів до захоплення повітря, тим самим полегшуючи умови для кавітації;

- втрата несучої здатності поверхневої плівки. Присутність води в оливі веде до локального пониження в'язкості. В таких умовах значно підвищуються контактні тиски і

як наслідок підвищується втомлюваність поверхонь.

Поширені методи очистки нафтопродуктів від води. Відстоювання. Першою і обов'язковою стадією всіх методів регенерації є відстоювання відпрацьованих оливи від різних механічних домішок та води. Воно базується на осадженні частинок, що знаходяться у рідині в підвищеному стані. Під дією сили тяжіння вода і механічні домішки, що мають більшу щільність ніж олива, в спокійному стані з плином часу осідають, утворюючи осад. Відстоювання значно спрощує подальші процеси регенерації, хоча при ньому не видаляються повністю всі забруднення і вода. Перевагою відстоювання є його крайня простота, дешевизна і нешкідливість для оливи; до недоліків відноситься велика тривалість процесу.

Швидкість відстоювання залежить від питомої ваги та розміру частинок, щільності й в'язкості оливи. Чим більше питома вага і розмір частинок і чим менше щільність і в'язкість оливи, тим більша швидкість осадження домішок. Так як в'язкість оливи залежить від температури, то відстоювання слід вести при підвищеній температурі. Оптимальна температура відстоювання оливи 35-40 ° С. При більш низькій температурі відстоювання сповільнюється, а при вищій йому заважають конвекційні струмені і помутніння оливи від утворення бульбашок в наслідок випаровування води [3].

Тривалість відстоювання залежить від висоти шару оливи в відстійнику: чим товще шар, тим більше потрібно часу на відстоювання. Встановлено, що найбільша ефективність процесу досягається при співвідношенні між діаметром відстійника і його висотою 1,5:1 або 2:1. Однак на практиці застосовуються в основному відстійники із співвідношенням діаметра і висоти приблизно 1:1.

Для відстоювання сильно забруднених оливи застосовують підземні сталеві або залізобетонні резервуари, куди зливають оливу яка надходить для регенерації. Дно резервуара має ухил в бік грязьовика, в якому скупчуються всі забруднення і вода. Час від часу в

резервуарах зливають оливу і очищають від осаду і води.

Очищення в відцентрових очисниках.

У відцентрових очисниках (центрифугах, сепараторах) частинки відділяються від рідини під дією відцентрової сили, що виникає при обертанні забрудненої рідини. Відцентрові очищувачі можуть застосовуватися для очищення тільки тих рідин, щільність яких значно відрізняється від щільності твердих або рідких забруднюючих домішок.

За величиною кутової швидкості розрізняють центрифуги низькообертові (5000-10000 об/хв), високообертові (10000-20000 об/хв) і ультрацентрифуги (більше 20000 об/хв) [3]. Відцентрові очищувачі можуть бути з реактивним приводом за принципом сегнерового колеса і з електроприводом. Для очистки олив від забруднюючих домішок застосовують центрифуги з електроприводом.

Ефективність центрифуги визначається не тільки величиною кутової швидкості рідини, що очищається, але і характером потоку в роторі. Виходячи з цього, центрифуги ділять на очисники з порожнистим ротором і очисники з ротором, що має вставку (тарілки). Найбільш поширені тарілчасті очищувачі, в яких процес центрифугування здійснюється шляхом поділу потоку рідини на тонкі шари без збільшення її швидкості. В тарілчастих сепараторах розділяючись рідини (масло – легкий компонент і згущена суспензія – важкий компонент) більше не стикаються і тому не можуть знову змішуватися. Внаслідок цього створюються сприятливі умови для освітлення рідин з малим вмістом твердої фази (до 0,1%) і для розділення емульсій.

Фільтрування. Фільтрування – процес відділення забруднюючих домішок від оливи при проходженні її через пори фільтруючого середовища. Фільтруюче середовище складається з двох шарів: вихідного фільтруючого матеріалу і шару, який утворюється на ньому в початковий момент і безперервно наростає – шару осаду.

У практиці очищення свіжих і відпрацьованих, а також регенованих олив від забруднюючих домішок часто поєднують з сушінням оливи. Слід мати на увазі, що взагалі для сушки оливи ефективніша сепарація або сушка у вакуумі, проте для видалення слідів вологи і досягнення високої електричної міцності трансформаторних масел

фільтрування через сухий папір (картон) має явні переваги перед сепарацією. У випадках, коли хочуть отримати практично суху оливу, слід пропустити її через фільтрпрес, заряджений послідовно високопористим і щільним картоном [3]. Товсті листи пухкого картону (типу сульфатно-целюлозного) внаслідок своєї високої гігроскопічності швидко поглинають залишки вологи з масла. Так як велика кількість волокон захоплюється потоком масла, то для остаточного очищення від домішок і волокон в кожному з фільтруючих елементів після м'якого картону повинен бути встановлений лист фільтрувального технічного картону по ГОСТ 6722-65. Таким чином вдається повністю звільнити масло від найдрібніших слідів вологи, а також від шламу та інших тонкодисперсних домішок.

Колоїдні стабілізатори нафтових емульсій. Стійкість нафтових емульсій пов'язана із утворенням на краплях емульсованої води захисних оболонок природних стабілізаторів нафти, які механічно перешкоджають агрегації та злиттю крапель [4].

До складу захисних слоїв можуть входити як слабо поверхнево активні молекулярно і колоїдно розчинені компоненти нафти (смоли, асфальтени та інші полярні речовини), так і грубо дисперговані частки мінеральних та вуглистих суспензій та мікро кристалів парафіну, які скупчуються на поверхні крапель в результаті вибіркового змочування.

Видалення із нафти полярних компонентів, наприклад, шляхом обробки відбілюючою глиною або силікагелем, позбавляє її здатності емульгувати воду. В той же час на практиці часто спостерігається невідповідність між кількісним вмістом асфальтово-смолистих компонентів в нафті та стійкістю утворених водо-нафтових емульсій. З цього слідує, що емульгуюча здатність нафт визначається не тільки вмістом і складом природних стабілізаторів нафти, а й в значній мірі залежить від того в якому стані вони знаходяться в нафті.

Обробка ультразвуком. Для розділення компонентів емульсії також застосовують ультразвукові коливання. Однак відомо, що високоінтенсивна ультразвукова дія призводить до додаткового емульгування за рахунок механічного диспергування часток суміші [5].

Для здійснення деемульсифікації використовують механічні коливання ультразвукової частоти з низькою інтенсивністю, не допускаючи до утворення режиму розвинутої кавітації. При реалізації ультразвукової дії джерело ультразвуку поміщають в емульсію, що обробляється. В широкополосних коливаннях присутні гармоніки із частотами від десяти кілогерц до мегагерц. Таким чином в рідкому середовищі створюються умови для зближення і злиття крапель дисперсного середовища, тобто відбувається процес деемульсифікації. Цьому сприяють інтенсивні мікропотоки і перепади тиску, що викликаються проходженням коливань в рідкому середовищі.

Відділення емульсії відбувається відразу після введення коливань. При цьому інтенсивність розділення з плином часу падає експоненціально. Неповне розділення емульсії відбувається в наслідок того, що на певному етапі обробки досягається гранична концентрація крапель води в оливі, при якій відстань між краплями води демпфується. Процес деемульсифікації зупиняється, або протікає дуже повільно. Для повного розділення необхідний значний період часу.

Важливим фактором ультразвукової обробки являється безпека працівників, оскільки ультразвукове випромінювання несе високу інтенсивність шуму, а також являється шкідливим виробничим фактором та призводить до серцево-судинних захворювань [6].

Сушка за допомогою молекулярних сит. Молекулярні сита - новий тип адсорбентів. Вони характеризуються однорідною структурою внутрішніх пор, розміри яких співрозмірні з розмірами молекул; це дозволяє застосовувати їх для розділення та очистки газових і рідких систем, використовуючи розбіжності в розмірах та формі складових молекул.

Цеоліти володіють крихкою кристалічною структурою. Вони мають спільні атоми кисню в тетрадрах SiO_4 і AlO_4 [7]; в порожнечках розташовуються катіони Me і молекули води. Цеоліти здатні обмінювати присутню в них воду на інші рідини (спирт, аміак і та ін.), а катіони Me - на різні інші катіони. На відміну від конструкційної (тобто та, що входить в основний склад речовини) води так звана цеолітна вода поводить як

сорбована. При нагріванні цеолітів вона видаляється поступово, причому навіть у разі повного зневоднення основна структура їх не руйнується.

У літературі описані десятки синтетичних цеолітів різних типів і форм, проте найбільш поширені так звані цеоліти загального призначення: KA , NaA , CaA , SaX (перша буква вказує на переважаючий в цеоліті метал). У більшості випадків вони використовуються у вигляді таблеток, циліндриків або кульок розміром 2,0-5,0 мм. Пори їх представляють собою сферичні порожнини діаметром 11,4 А для цеолітів типу А і близько 11,9 А для цеолітів типу Х.

Ці порожнини з'єднані вузькими отворами, так званими вікнами. Ефективні діаметри вікон істотно розрізняються для цеолітів різних типів (від 4 до 9 А).

Дуже важливим фактором для адсорбції цеолітами є їх велика спорідненість з полярними молекулами, що пояснюється, очевидно, електростатичним характером адсорбційного зв'язку поверхні цеолітового каркасу і адсорбованих молекул. Слід зазначити, що цеоліти всіх типів мають дуже жорсткий і міцний каркас, що не піддається деформації при нагріванні і охолодженні. Це забезпечує стійку вибірковість адсорбції і багаторазовість використання цеолітів.

Адсорбційна сушка трансформаторного масла протікає в кілька стадій. Термічна активація цеоліту шляхом прожарювання при 350-400°C протягом 4-5 год. При температурі близько 200°C активованій адсорбент заливають сухою оливою [8]. Стадія безпосередньої сушки протікає досить ефективно при 16-20°C. Щоб кожна одиниця об'єму масла якомога довше стикалася з осушувачем, відношення висоти адсорбера (висоти шару молекулярних сит) до діаметра повинно бути найбільш великим (зазвичай 3: 1 або 4: 1).

Регенерація відпрацьованого цеоліту. При застосуванні цеолітів температурний режим та інші умови відповідають першій стадії. Сорбційні властивості молекулярних сит відновлюються повністю, практично без втрат адсорбенту.

Питомі капіталовкладення на 1 м³ масла в разі сушіння масла на цеолітових установках визначаються в 6 дол., а на центрифугах продуктивністю 3-5 тис. л/год - близько 15 дол.

(термін служби цеолітів прийнятий 3 роки, що явно занижено). За наявними літературними даними, цеоліти після 2000 циклів регенерації зберігають динамічну активність до 70% від початкової.

Термовакuumне випаровування. Спосіб сушіння оливи розпиленням його в вакуумі при невисокій температурі полягає в тому, що розчин оливи з водою розпилюється форсункою в бак, в якому створюється вакууметричний тиск. При цьому з оливи видаляються вільна і розчинена волога, а також розчинене повітря. При тонкому диспергуванні олива швидко віддає свою вологу. Суха олива у вигляді крапель випадає на дно вакуумного бака [3].

Ефективність і швидкість сушіння підвищуються при нагріванні оливи, так як збільшується випаровування вологи. Втрати оливи від випаровування при цьому незначні. Швидкість випаровування води з оливи залежить також від різниці між тиском насиченої водяної пари при даній температурі і залишковим тиском в вакуумному баку.

Сушку оливи можна проводити по замкнутому циклу, підключивши установку безпосередньо до гідравлічної системи.

Установки для вакуумної сушки олії більш продуктивні і надійні в роботі, ніж центрифуги. Крім того, витрата електроенергії для цих установок в 3-4 рази менше. Наприклад переносна вакуумна установка ПСМ1-3000 має продуктивність 3 м³/год. При потужності сепаратора 5,5; електропідігрівача 36 та вакуумного насоса 0,5 КВт. Сучасні аналоги даної установки виготовляє компанія Alfa Laval.

Енергоефективна очистка нафтопродуктів від води із використанням обробки в електричному полі. Науковим дослідженням електричної дегідратації нафтової емульсії займався Cottrell, F. G. [9]. Вперше цей метод був застосований в комерційних цілях у 1909 р. на ділянці «Lucil Oil Co» в районі Coalinga, Каліфорнія. В першій половині ХХ ст. Патенти процесу Cottrell у відношенні дегідратації нафти знаходились під контролем «Petroleum Rectifying Co», Лос Анжелес, Каліфорнія. Ця компанія монтувала установки під наглядом своїх інженерів, які залишались біля них доти, доки їх не пристосують під місцеві умови.

Eddy, W. G. та Eddy, H. C. описували процес відділення води від нафти під дією електрики наступним чином: «В емульсії під дією змінного електричного поля високої напруги мілкі частки води, електрично заряджені полем, розривають плівку, що їх оточує, і об'єднуються, утворюючи більш крупні краплі води. Цей процес напруження і зіткнення, напруження і відштовхування в струмопровідних частинках продовжується до тих пір, поки всі мікроскопічні частинки в початковій емульсії не розірвуть свої оболонки, причому більш крупні краплі відіграють роль ядер, і поки вся вода не опиниться у вільному стані і не почне осідати у вигляді крупних крапель. Невелика затрата енергії в даному методі по свідченням, отриманим із промислових установок, підтверджує теорію, що даний ефект спостерігається не завдяки прохідному струму, а швидше за рахунок множини рядів конденсаторів. Мілкі частинки води слугують електродами, або полюсами конденсаторів, а нафта відіграє роль діелектрика, який руйнується при високій напрузі, тим самим дозволяючи сусіднім крапелькам, зарядженим позитивно або негативно, нейтралізуватись при об'єднанні».

Пропускна здатність установки Cottrell, F. G. залежить від факторів, що також, впливають на переробку нафти іншими способами. Найвагоміші з них: густина і в'язкість нафти, природа емульсії, вміст води та інших домішок. Як і в інших методах, нагрівання допомагає переробці нафти.

Електрообробка для розділення нафтопродукту і реагенту широко застосовувалась і на вітчизняних підприємствах. Роздільники працювали на постійному струмі високої напруги. Відстоювання в електричному полі в порівнянні з природнім відстоюванням мають наступні переваги [10]:

- зниження металоємності конструкції за рахунок зменшення необхідного об'єму в 20 і більше раз;

- більш безпечні умови праці за рахунок герметизації процесу;

- простота обслуговування, можливість повної автоматизації роботи електровідстійників;

- незначні капітальні та експлуатаційні затрати.

Принцип роботи електророздільника базується на очистці хімічними реагентами або

промивки водою нафтопродукту при оптимальній інтенсивності контакту з наступною коалесценцією реагенту в електричному полі. Енергетичний контакт реагенту з нафтопродуктом дозволяє швидше досягнути максимальної глибини реакції. Незважаючи на енергійне перемішування електричні сили легко руйнують емульсію і усувають труднощі, які зазвичай пов'язані із розділенням фаз.

Застосування електричного поля при очистці нафтопродуктів дозволяє замість громіздкого довготривалого періодичного процесу створити безперервний автоматизований сучасний виробничий процес.

Процес електроочистки складається із двох складових частин: коалесценції (укрупнення) частин дисперсної фази під впливом електричного поля та осідання укрупнених частин під дією сили тяжіння.

Пришвидшення процесу осідання пояснюється Законом Стокса [10]:

$$v = \frac{0,2gr^2}{9\eta}(\rho_1 - \rho_2) \quad (1)$$

де v – швидкість падіння сферичної краплі рідини під впливом сили тяжіння, м/с;

r – радіус краплі, м;

η – в'язкість дисперсного середовища, кгс·с/м²;

ρ_1 – густина дисперсної фази, кг/м³;

ρ_2 – густина дисперсного середовища, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с².

Із приведеної залежності видно, що при збільшенні розмірів крапель процес розділення пришвидшується, так як швидкість падіння часток прямопропорційна квадрату їх радіуса. На швидкість розділення впливають також в'язкість рідини, різниця густин обох фаз і швидкість потоку.

В електричному полі мілкодисперговані крапельки реагенту швидко укрупнюються до розмірів 150 – 200 мкм та більше і осідають із очищеного нафтопродукту під дією сили ваги. Електричне поле дозволяє пересилити опір коалесценції, обумовлений наявністю

стабілізуючих плівок, що покривають частинки реагента або води.

Останні лабораторні дослідження показують значний вплив частоти електричного поля на процес дегідратації [11]. Час освітлення оливи скорочується від 3 хв при постійному полі до 14 сек. при частоті 3 МГц. Час відстою в електричному полі має експоненціальну залежність від частоти.

Висновки. Питання очистки нафтопродуктів від води можна вважати не вирішеним у повному обсязі, оскільки існуючі методи повністю не задовольняють потребам сучасного виробництва. Кожен із фізичних методів дегідратації має свої суттєві недоліки, такі як: довготривалість процесу, висока енергоємність, низька продуктивність або якість очищення. Хімічні методи в своїй більшості потребують дорогих розхідних матеріалів.

Досягти необхідної чистоти продукту можна лише із комплексним використанням найбільш раціональним для кожного конкретного випадку методом, використовуючи їх переваги.

Застосування електричного поля при дегідратації нафтопродуктів уже довело свою ефективність та економічність. Однак даний метод залишається відкритим для вдосконалення. Необхідно встановити залежність ефективності коалесценції в зовнішньому електричному полі у відповідності до конкретних умов процесу та властивостей конкретної рідини (температура, в'язкість, діелектрична проникність, концентрація та розміри крапель води, присутність домішок). Це дасть можливість вирішити науково-технічну задачу по програмному керуванню електроочисником. Зміна таких параметрів як напруженість поля, відстань між електродами, частота, в режимі реального часу надасть можливість значно підвищити ефективність процесу.

Необхідно встановити вплив електроочистки на якість очищених олив, а також дію уведених до них присадок. Крім того не дослідженим лишається процес взаємодії води із базовою оливою та присадками під дією електричного поля.

Список використаних джерел

1. Jim Fitch, How Water Causes Bearing Failure [Text] /Jim Fitch// Machinery Lubrication – 2008, №7.

2. Drew Troyer, Removing Water Contamination [Text] /Drew Troyer// Machinery Lubrication – 2001, №5.
3. Брай, И.В. Регенерация трансформаторных масел [Текст] / И.В. Брай. – 2-е изд. – М.: Химия 1972. – 168 с.
4. Трофимов, В.В. Обезвоживание нефти и очистка сточных вод [Текст] / В.В. Трофимов. – М.: Недра, 1971. – 262 с.
5. Хмелев, В.Н. Разрушение масляной эмульсии ультразвуковым воздействием [Текст] / С.Н. Цыганок, Ю.М. Кузовников // Бийский технологический институт (филиал). Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова. Россия. – Бийск, 2008.
6. ДСН 3.3.6.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку [Текст]. – К.: МОЗУ, Головне санітарно-епідеміологічне управління, 1999. – 34 с.
7. Брек, Д. Цеолитовые молекулярные сита [Текст] / Д. Брек; пер. с англ. А.Л. Клячко, И.Л. Клячко, В.И. Якерсона. – М.: Мир, 1976. – 781 с.
8. Соколов, В.А. Молекулярные сита и их применение [Текст] / В.А. Соколов, Н.С. Торочешников, Н.В. Кельцев. – М.: Химия, 1964. – 156 с.
9. Дау, Д. Нефтяные эмульсии [Текст] / Д. Дау; пер. с англ.; под. ред. А.Ф.Добрянского. – М.: Химия, 1928. – 126 с.
10. Мартыненко, А.Г. Очистка нефтепродуктов в электрическом поле постоянного тока [Текст] / А.Г. Мартыненко, В.П. Коноплев, Г.П. Ширяева. – М.: Химия, 1974. – 87 с.
11. Воронін, С.В. Вплив частоти коливань електричного поля на процес коалесценції води в робочій рідині [Текст] / С.В. Воронін, І.Ю. Сафонюк, А.В. Олійник // Зб. наук. праць УкрДАЗТ. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – Вип. 142. – С. 169-173.

Рецензент д-р техн. наук, професор М.П. Ремарчук

Сафонюк Іван Юрійович, аспірант кафедри будівельних, колійних і вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту. Тел.: (093)303-31-38 E-mail: jonisaf@meta.ua.

Saphonuk Ivan Yuriyovich, postgraduate of department of build, travel and freight-unloading machines at Ukrainian State Academy of Railway Transport. Tel.: (093)303-31-38 E-mail: jonisaf@meta.ua.

УДК 62-82

ІЄРАРХІЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОАГРЕГАТУ ЖИВЛЕННЯ ДЛЯ ГІДРОСИСТЕМ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Д-р техн. наук П.М. Андренко, канд. техн. наук О.Б. Панамарьова

ИИЕРАРХАРИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОАГРЕГАТА ПИТАНИЯ ДЛЯ ГИДРОСИСЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Д-р техн. наук П.Н. Андренко, канд. техн. наук О.Б. Панамарёва

THE ИИERARCHICAL MODEL OF HYDRAULIC POWER UNITE FOR HYDROLIC SYSTEMS OF MOBILE MACHINS

Doct. of techn. sciences P. Andrenko, cand. of techn. sciences O. Panamariova

Систематизовано підходи щодо побудови ієрархічних моделей гідроагрегатів живлення для гідросистем мобільних машин. Шляхом декомпозиції за морфологічним принципом отримана ієрархічна модель гідроагрегату живлення, яка дозволяє встановити внутрішні і міжрівневі зв'язки елементів на основі базових параметрів, які є визначними для даних зв'язків.

***Ключові слова:** гідроагрегат живлення, ієрархічна модель, між рівневі зв'язки, робочі параметри, робоча рідина.*

Систематизированы подходы к построению иерархических моделей гидроагрегатов питания для гидросистем мобильных машин. Путем декомпозиции по морфологическому принципу получена иерархическая модель гидроагрегата питания, которая позволяет установить внутренние и межуровневые связи элементов на основе базовых параметров, которые являются определяющими для данных связей.

Ключевые слова: гидроагрегат питания, иерархическая модель, между уровневые связи, рабочие параметры, рабочая жидкость.

Systematized approach to build hierarchical model of hydraulic power unit for hydraulic systems of mobile machines, allowing for a single methodological basis to create new and improve existing ones. For the first time developed a hierarchical model of hydraulic power unit, that obtained by decomposition on morphological principle and allows you to set the internal and interlevel connections of hydraulic components, based on the basic parameters that are outstanding for these connections. For developed a hierarchical model of hydraulic power unit the proposed mathematical model in the steady state, which allows more detail to determine the maximum and initial values of its operating parameters, depending on the algorithm performance, and is the basis for further synthesis and optimization.

Keywords: hydraulic power unit, hierarchical model, between level copulas, operating parameters, working liquid.

Вступ. Технічний рівень машин і механізмів, значною мірою залежить від системи живлення, типу виконавчих механізмів та систем їхнього керування. Відомий ряд переваг визначає широке застосування гідроприводу для виконання робочих та допоміжних функцій мобільних та технологічних машинах. Складовою та невід'ємною частиною гідросистем є гідроагрегати живлення (ГАЖ), характеристики і якість яких, у значній мірі, визначають характеристики і якість гідравлічної системи, і машини в цілому.

Одним із сучасних напрямків розвитку промислового устаткування та машин є використання блочно-модульного принципу їх побудови. Такий підхід до проектування систем гідроприводів мобільних машин дозволяє проводити їх декомпозицію, зменшити кількість ступенів вільності, отримати ієрархічну структуру, провести структурний синтез та спростити схемну реалізацію за рахунок мінімізації внутрішніх зворотних зв'язків, які можна отримати з інформаційної моделі, підпорядкувати структуру об'єкта процесу функціонування, використовувати типові модулі при їх побудові [1]. Застосування модульного принципу побудови ГАЖ дозволяє досконало вивчити окремі його складові, але виникає необхідність дослідження взаємозв'язків між ними на базі математичних моделей їх робочих процесів.

Застосування ієрархічного підходу дозволяє використовувати аналітичні,

стохастичні та моделі ідентифікації, що підвищує точність моделей реальному процесу. Тому розробка ієрархічних моделей ГАЖ гідросистем мобільних машин є актуальним науково-технічним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проектуванню гідравлічних систем пристроїв присвячені фундаментальні праці Є.І. Абрамова, Т.М. Башти, Ю.А. Данілова, Г.Й. Зайончковського, Б.Л. Коробочкіна, З.Я. Лур'є, К.Л. Навроцького, Д.М. Попова, В.Б. Струтинського, Е.М. Хаймовича, W. Mednisa та ін. В роботах цих та інших авторів наведені теоретичні основи розрахунку та проектування систем гідроприводів, насосів, гідроапаратури й інших гідравлічних пристроїв, в тому числі й ГАЖ. Однак відсутній розгляд ієрархічних моделей гідравлічних систем, ГАЖ і їх елементів.

Розгляду ієрархічних моделей присвячено достатньо велику кількість наукових робіт, але в них здебільшого розглядаються моделі керування суспільством, великими компаніями та колективами, складними технологічними процесами тощо. Загальні питання теорії ієрархічних моделей подібних систем [2] можуть служити підґрунтям для розробки ієрархічних моделей будь-яких систем та пристроїв, в тому числі й для ГАЖ.

У роботі [3] наведено основи декомпозиції багаторівневих ієрархічних моделей, згідно з якою технічна система описується факторним простором який містить

множину вхідних змінних $\{X_i\}$, виходів $\{W_i\}$ та обмежень $\{\Omega_i\}$, де $i = 1, 2, \dots, n$ – кількість рівнів. Таке представлення дозволяє розглядати кожний з рівнів як самостійну модель підсистеми, що відповідає відображенню факторного простору W_i у вигляді:

$$\begin{aligned} & \text{для } n\text{-го рівня} \\ i = n - w_n : X_n \times \Omega_n \times U_n & \Rightarrow W_n, \\ & \text{для } i\text{-го рівня} \\ 1 < i < n - w_i : X_i \times \Omega_i \times Z_i \times U_i & \Rightarrow W_i, \quad (1) \\ & \text{для 1-го рівня} \\ i = 1 - w_1 : X_1 \times \Omega_1 \times Z_1 & \Rightarrow W_1, \end{aligned}$$

де U_i и Z_i – множина зв'язків i -го рівня з сусідніми рівнями:

$$u_i : W_i \Rightarrow U_{i+1} \quad \text{і} \quad z_i : W_i \Rightarrow Z_{i-1}. \quad (2)$$

Співвідношення (1) і (2) показують зв'язок між моделями різних рівнів та фактично визначають межі їх незалежності. Таким чином, вимоги які пред'являються до системи на вищих рівнях, є умовами чи обмеженнями на нижчих рівнях. Однак в цій роботі не розглядаються ієрархічні моделі гідравлічних систем та пристроїв.

У роботі [4] представлена методологія проектування аксіально-поршневої гідромашини на основі її ієрархічної моделі. Але в наведених загальних принципах та підходах існує жорстка прив'язка до конструкції таких гідромашин, тому вони не можуть бути цілком використані при побудові ієрархічних моделей ГАЗ.

У роботі [5] представлена ієрархічна модель ГАЗ, в якій розподіл ієрархії гідроелементів оснований на показниках технічної якості. Кожному рівню присвоєний свій коефіцієнт вагомості, встановлений методом експертних оцінок, який може носити відносний характер.

Постановка задачі. Метою статті є розробка ієрархічної моделі ГАЗ для гідросистем мобільних машин.

Ієрархічна модель. При проектуванні ГАЗ високого технічного рівня його можна представити у вигляді багаторівневої ієрархічної моделі, отриманої шляхом декомпозиції за морфологічним принципом.

Тобто принципом декомпозиції, при якому структура моделі відповідає фізичній структурі ГАЗ, а окремі рівні відповідають окремим його вузлам і елементам.

На основі системного підходу запропонована ієрархічна модель ГАЗ для гідросистеми підйомного механізму стрілового крана (рис. 1). У якості приклада обраний такий ГАЗ, бо його склад є типовим для багатьох інших машин. Принцип побудови запропонованої ієрархічної моделі дозволяє її коректувати в залежності від наявності гідроелементів у складі ГАЗ.

На рис. 1 непоказані: принципи, покладені в концепцію розробки гідравлічних елементів та пристроїв (типи: насоса, гідравлічних пристроїв та елементів, їх компонування тощо); множина конструктивних параметрів (діаметр умовного проходу, довжина трубопроводу, об'єм гідравлічного баку, габаритні розміри тощо); множина робочих параметрів (тиск, витрата робочої рідини (РР), потужність, ймовірність безвідмовної роботи, рівень звуку, тощо); множина додаткових умов (обмеження за масою і габаритами; відсутність кавітації та гідравлічного удару тощо). Непоказаний також гідророзподільник з електричним керуванням, який забезпечує розвантаження насоса в період пауз у роботі ГАЗ.

До першого рівня ієрархічної моделі ГАЗ відносяться задачі дослідження достатньо складних комплектних його вузлів, наприклад насоса, переливного клапана тощо. Функціонування таких вузлів визначається взаємодією реальних фізичних процесів, а дослідження їх моделей дозволяє визначити вплив конструктивних та робочих параметрів на його характеристики.

До другого рівня моделі відносяться елементи ГАЗ, для яких може бути виділено один домінуючий фізичний процес, який визначає роботу рівня, наприклад зміну витрати на виході тощо. Третій рівень включає робочі параметри i , зазвичай, не допускає подальшої декомпозиції.

Перший етап синтезу ГАЗ, на якому визначаються максимальні та початкові значення його робочих параметрів залежно від алгоритму функціонування, доцільно проводити за його математичною моделлю в усталеному режимі, тому далі розглянемо саме її.

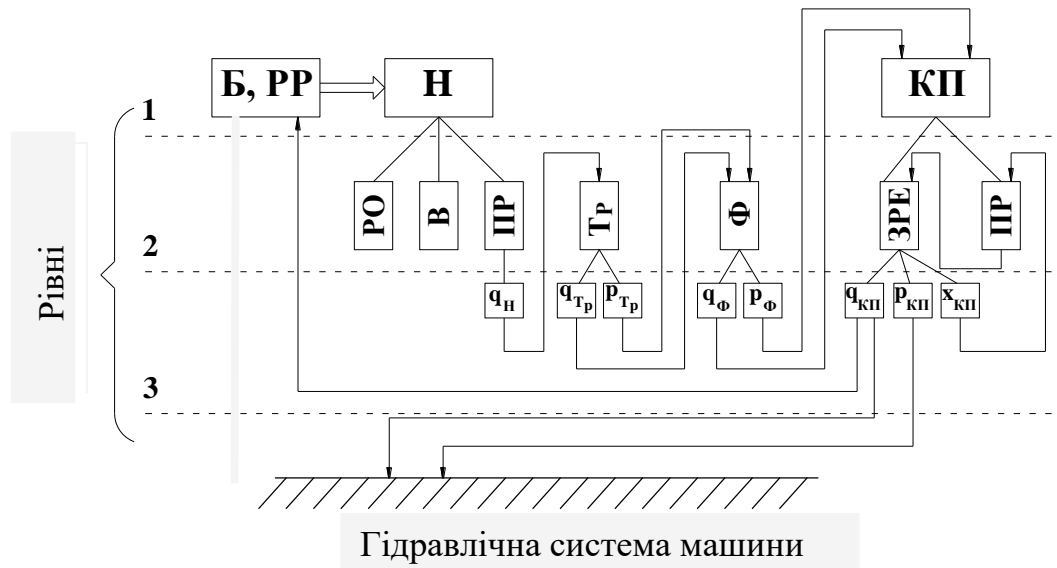


Рис. 1. Ієрархічна модель ГАЗ гідросистеми підйомного механізму стрілового крана:
 Б – бак; Н – насос; КП – клапан переливний; РО – робочі органи; В – вал; Пр – пружина;
 Тр – трубопровід; Ф – фільтр; q_i і p_i – відповідно витрата і тиск на виході i -го гідроапарату;
 $x_{кп}$ – переміщення ЗРЕ КП

Математичну модель ГАЗ в усталеному режимі отримали з його ієрархічної моделі, рис. 1. При розробці цієї моделі приймали наступні припущення: пружини гідроапаратів працюють у межах лінійності їх характеристики і де не відбувається відрив їх кінців від поверхонь контакту; корпуси гідроапаратів та гідроапаратів, каналів та трубопроводів – абсолютно жорсткі, а їх пружні властивості враховуються приведеним модулем об’ємної пружності РР; нехтували початковими ділянками трубопроводів та хвильовими процесами в них; відсутні: витоки та перетоки, кавітація, гідравлічний удар і виконується умова нерозривності РР; РР – ньютонівська, а її течія ізотермічна. Приймали, що тиск зливу дорівнює атмосферному.

При прийнятих припущеннях робочий процес ГАЗ описується рівняннями:

- зміни стану РР:

$$T_a = \text{const}; \quad \rho = \text{const}, \quad (3)$$

де T_a – температура РР; ρ – густина РР, які приймали рівними їх середньому значенню;

- витрати на виході з об’ємного насоса

$$q_H = V_p n, \quad (4)$$

де V_p і n – відповідно робочий об’єм і частота обертання вала насоса;

- тиску на виході з трубопроводу [6]

$$p_{Tr} = k \rho g q_H^m, \quad (5)$$

де $k = 128 \nu_t (l + l_{екв}) / (\pi g d^4)$, $m = 1$ – для ламінарного режиму течії РР, $k = 8(\sum \xi + \lambda_{Tr} l / d) / (g \pi^2 d^4)$, $m = 2$ – для турбулентного режиму течії РР; g – прискорення вільного падіння; ν_t – кінематична в’язкість РР; l і $l_{екв}$ – відповідно довжина і еквівалентна довжина трубопроводу; d – внутрішній діаметр трубопроводу; $\sum \xi$ – сума місцевих опорів гідравлічної системи ГАЗ на ділянках від насоса до баку; λ_{Tr} – коефіцієнт втрат на тертя;

- перепаду тиску на фільтрі [7]

$$\Delta p_\Phi = \mu q_H / (k_\Phi A_\Phi), \quad (6)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в’язкості РР; k_Φ і A_Φ – відповідно коефіцієнт пропорційності фільтрувального матеріалу, і площа поверхні фільтроелемента;

- руху ЗРЕ переливного клапана [8]

$$m_{\text{КП}} \ddot{x}_{\text{КП}} = \Sigma F_{\text{КП}}, \quad (7)$$

де $m_{\text{КП}}$ і $\ddot{x}_{\text{КП}}$ – відповідно маса ЗРЕ переливного клапана та приведеної до нього всіх рухомих частин і його прискорення; $\Sigma F_{\text{КП}}$ сума сил які діють на ЗРЕ переливного клапана;

- витрати РР з переливного клапана яка надходить до гідро розподільника гідросистеми

$$q_{\text{КП}} = G(x_{\text{КП}}) \sqrt{p_{\text{ТР}} - p_{\text{ПК}}}, \quad (8)$$

де $p_{\text{ТР}}$ і $p_{\text{ПК}}$ – відповідно тиски на виході з трубопроводу і переливного клапана; $G(x_{\text{КП}})$ – гідравлічна провідність дроселюючої щілини переливного клапана залежно від переміщення його ЗРЕ $x_{\text{КП}}$;

- обмеження переміщень ЗРЕ переливного клапана

$$x_{\text{КП min}} < x_{\text{КП}} \leq x_{\text{КП max}}, \quad (9)$$

Відмітимо, що сили тертя і гідродинамічну слід розраховувати за залежностями наведеними у статтях [9] і [10] відповідно.

Висновки. Систематизовано підходи щодо побудови ієрархічних моделей ГАЗ гідравлічних систем, що дозволяє на єдиній методологічній основі створювати нові та вдосконалювати існуючі. Уперше розроблена ієрархічна модель ГАЗ, яка отримана шляхом його декомпозиції за морфологічним принципом та дозволяє встановити внутрішні і міжрівневі зв'язки гідравлічних елементів на основі базових параметрів, які є визначними для даних зв'язків. За розробленою ієрархічною моделлю ГАЗ запропоновано його математична модель в усталеному режимі, яка дозволяє більш докладно визначити максимальні та початкові значення його робочих параметрів, залежно від алгоритму функціонування, та є базою для його подальшого синтезу і оптимізації.

Список використаних джерел

1. Андренко, П.Н. Тенденции развития объемных гидроприводов [Текст] / П.Н. Андренко, З.Я. Лурье // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ, 2013. – № 3 (41). – С. 3-12.
2. Месарович, М. Теория иерархических многоуровневых систем [Текст] / М. Месарович, Д. Мако; перевод с англ. И.Ф. Шахного. – М.: Мир, 1973. – 344 с.
3. Чуян, Р.К. Методы математического моделирования двигателей летательных аппаратов [Текст]: учеб. пособие / Р.К. Чуян. – М.: Машиностроение, 1988. – 288 с.
4. Ніколенко, І.В. Методологічні основи проектування аксіально-поршневих гідромашин високого технічного рівня [Текст]: автореф. дис... д-ра техн. наук: спец. 05.02.02 “Машинознавство” / І.В. Ніколенко. – Одеса, 2006. – 36 с.
5. Панамарьова, О.Б. Поліпшення характеристик гідроагрегатів живлення малої потужності для гідросистем шляхом визначення їх раціональних параметрів [Текст]: автореферат дис... канд. техн. наук: 05.05.17 «Гідравлічні машини та гідропневоагрегати»/ О.Б. Панамарьова. – Харків: Національний технічний університет «ХПІ», 2014. – 22 с.
6. Гідравліка та гідропневопристрої авіаційної техніки [Текст]: навч. посібник / В.П. Бочаров, М.М. Глазков, Г.Й. Зайончковский [та ін.]. – К.: НАУ. 2011. – 472 с.
7. Объемные гидравлические приводы [Текст] / Т.М. Башта, И.З. Зайченко, В.В. Ермаков [и др.]; под ред. Т.М. Башты. – М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.
8. Андренко, П.М. Математична модель малогабаритного гідроагрегату живлення [Текст]/ П.М. Андренко, В.В. Клітної, О.Б. Панамарьова // Вісник СХУ ім. В. Даля. – Луганськ: СХУ ім. Даля, 2007. – № 3(109). Ч. 2. – С. 13–17.
9. Лур'є, З.Я. Розрахунок сили тертя на запорно-регулюючому елементі гідроапарата з вібраційною лінеаризацією [Текст] / З.Я. Лур'є, П.М. Андренко // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2008. – № 4. – С. 129-137.

10. Лурье, З.Я. Метод расчета гидродинамической силы на осциллирующем запорно-регулирующем элементе гидроаппарата [Текст] / З.Я. Лурье, П.Н. Андренко // Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин: междунар. науч.-технич. конф., 17-19 ноябр. 2010 г.: сборник докладов. – Минск, БНТУ, 2010. – С. 47-53.

Андренко Павло Миколайович, д-р техн. наук, професор кафедри гідропнево-автоматики та гідроприводу Національного технічного університету «ХПІ».

Панамарьова Ольга Борисівна, канд. техн. наук, викладач Харківського комп'ютерно-технологічного коледжу Національного технічного університету «ХПІ».

Andrenko Pavel Ph.D., Professor, manager of department hidropnevmo-hydraulic drive and automation, National Technical University "KPI".

Panamarova Olga kand. tekhn. sciences of Kharkov Computer and Technology College, National Technical University "KPI".

УДК А. 62. С. 27/00

ВОПРОСЫ СПАСЕНИЯ ПРИ ПОЖАРАХ С ВЫСОТНЫХ ЗДАНИЙ

Канд. техн. наук В.Д. Шмаров

ПИТАННЯ СПАСІННЯ ПРИ ПОЖЕЖАХ З ВИСОТНИХ БУДІВЕЛЬ

Канд. техн. наук В.Д. Шмаров

QUESTIONS RESCUE AT FIRES WITH HIGH-RISE BUILDINGS

Candidate of technical sciences V.D. Shmarov

Проведен анализ существующих конструкций спасателей с высоток. Отмечены их недостатки: дороговизна, большая масса, малая устойчивость в транспортном положении, наличие трубопроводов высокого давления по всей длине подъемника и гидроцилиндров, большое время разворачивания в рабочее состояние. Предложена новая конструкция подъемника и дана сравнительная характеристика параметров существующих подъемников и предлагаемого, защищенного патентами.

Ключевые слова: подъемник, конструкция, рама, высота, материал, стоимость, время.

Проведено аналіз існуючих конструкцій рятувальників з висоток. Відзначені їх недоліки: дорожнеча, велика маса, мала стійкість в транспортному положенні, наявність трубопроводів високого тиску по всій довжині підйомника і гідроциліндрів, великий час розгортання в робочий стан. Запропоновано нову конструкцію підйомника і дана порівняльна характеристика параметрів існуючих підйомників і пропонованого, захищеного патентами.

Ключові слова: підйомник, конструкція, рама, висота, матеріал, вартість, час.

The analysis of structures with high-rise rescue. Marked disadvantages: high center of gravity in the transport position, as attachments, and more 15-30t mass located above the cab, so TATRA-T815 with a lifting height 50 m is the mass of the chassis and hinged part 12,1t 15,53t, Bronto Skilift F68HLA (height lift 68m) chassis weight 11,25t and attachments 33,95t; unjustified high cost, less complex design attachments worth 5-8 times more expensive chassis, more complex in design; the presence of high-pressure pipelines for the entire length of the ski lift and hydraulic cylinders for all the tribes; large deployment time and clotting - 220s 180-200s due to structural peculiarities of these lifts. A new design of the lift and the comparative characteristic parameters of existing lifts and proposed protected by patents. The layout of the new machine is original because of the frame truss with variable base and is not above the elevator and down to the

platform. With three meters to a height of 70m is set for 30-40s, while existing at that time, 220c-duty similar to the existing one.

Keywords: lift, construction, frame, height, material, cost, and time.

Учитывая все возрастающую цену на землю, в городах в последнее время строят, в основном, высотные здания. Все чаще при пожарах в этих зданиях люди гибнут из-за невозможности спасательных средств достигнуть определенных высот, при заблокированных по тем или иным причинам выходах. Для спасения с высоты в настоящее время используются в основном автолестницы и коленчатые подъемники. Существующие конструкции имеют над кабиной телескопическую или коленчатую раму (рис. 1, 2), размеры которой ограничиваются допускаемой высотой (габаритами) машины. В результате возникает необходимость в изготовлении ее из утолщенных материалов (или профилей) для обеспечения прочности, а это приводит к увеличению массы, в результате требуется шасси большей грузоподъемности и более мощной гидравлики, что тоже увеличивает общую массу подъемника. У существующих конструкций масса телескопической балки или коленчатой конструкции над кабиной достигает 15-35т при высоте подъема 50-70 м и грузоподъемности 400-500 кг. Так, например, TATRA-T815 при массе шасси 12,1 т имеет общую массу 27,63 т,

т.е. на навесную часть приходится 15,53 т при грузоподъемности 400 кг, другой пример – Bronto Skilift F68HLA (высота подъема 68 м) имеет шасси массой 11,25 т и навесное оборудование 33,95 т; при увеличении высоты подъема масса этой части увеличивается также как и общая масса подъемника. Недостатком всех существующих конструкций является небольшая грузоподъемность-при значительной общей массе, большая высота и малая устойчивость в мобильном состоянии, так как рабочая конструкция расположена сверху автомобиля и центр тяжести находится высоко над поверхностью. Еще один существенный недостаток – большое количество гидроцилиндров, стоящих между каждым балками, которые их разворачивают, а следовательно, по всей длине необходимо тянуть трубопроводы высокого давления. А это, в свою очередь, приводит к тому, что время разворачивания подъемника увеличивается до 200-220 сек. У автолестниц есть еще один серьезный недостаток – по ним не могут спускаться дети и люди преклонного возраста. Компоновка современных пожарных машин представлена на рис. 1, 2.



Рис. 1. Подъемник пожарный

Известны ножничные подъемники у которых две плоские рамы (рис. 3) устанавливаются параллельно и соединяются между собой осями. Конструкция получается тяжелой и не обладает достаточной жесткостью по оси перпендикулярной плоскости рамы. Соединив четыре плоских рамы определенным образом (рис. 4, 5) получаем жесткую ферменную конструкцию, которая с высоты

трех метров разворачивается на высоту 70-80 м за 30-40 с, имея сверху площадку с грузом массой 600 кг (в расчетах принята масса площадки – 200 кг и поднимаемого груза – 400 кг). Устойчивость при максимальной высоте проверялась по формуле Эйлера. Общий вид машины показан на рис. 5. Конструкция предлагаемой машины принципиально отличается от существующих и

Підйомно-транспортні, будівельні та вантажно-розвантажувальні машини

захищена патентами [1, 2]. Основная часть машины – рама шарнирно-ферменной конструкции сделана из простых деталей (рис. 4, 5, 6). При одной и той же грузоподъемности конструкция в виде фермы имеет меньшую массу чем балочная, а кроме

того, и это существенно, отпадает необходимость компоновать раму над кабиной. Момент сопротивления сечения увеличивается с увеличением геометрических размеров сечения, что и используется в предлагаемой конструкции.



Рис. 2. Лестница пожарная



Рис. 3. Ножничный подъемник

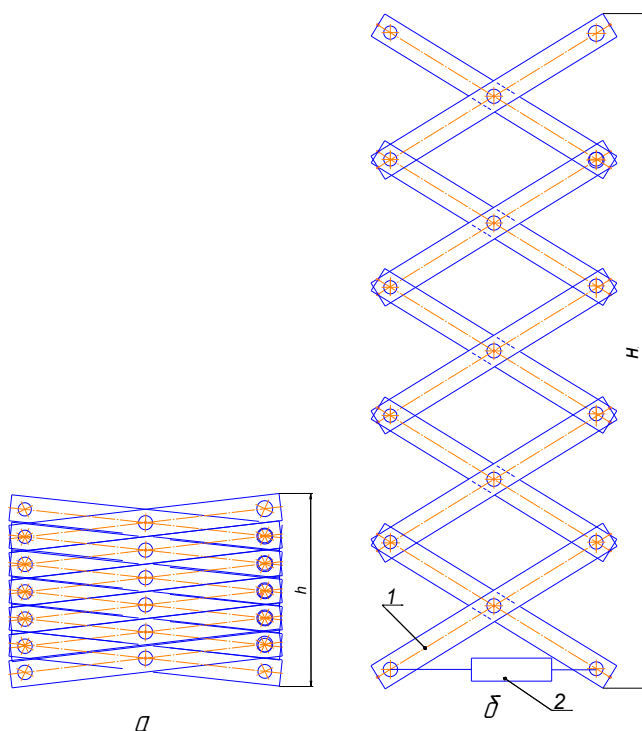


Рис. 4. Сторона рамы:
а – в сложенном состоянии; б – в развернутом состоянии; 1 – рама; 2 – гидроцилиндр

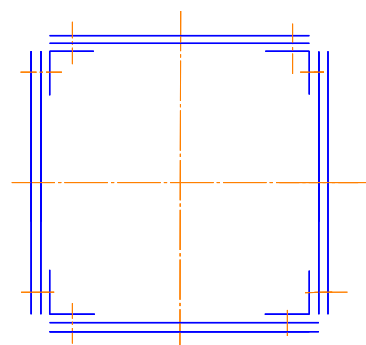


Рис. 5. Рама в сборе
(вид сверху)

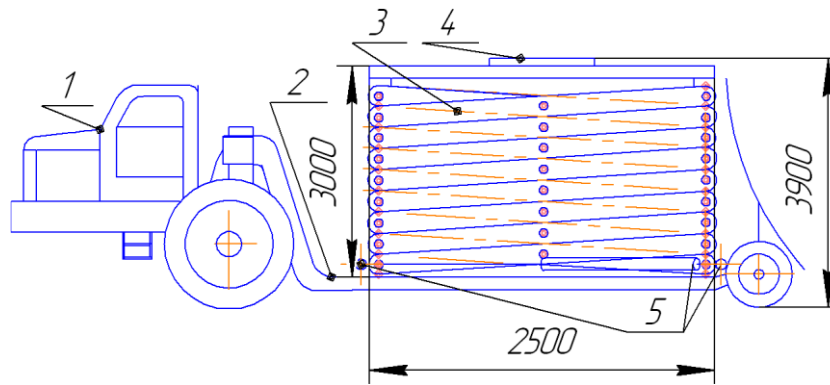


Рис. 6. Предлагаемая машина:
1 – тягач; 2 – платформа; 3 – рама; 4 – площадка для людей;
5 – гидроцилиндры управления рамой

С 3-х метров рама разворачивается на высоту 70 м за 30-40 с (у существующих конструкций это время 200-220 с). Площадка (люлька) с грузом наверху рамы – 600 кг. Устанавливается рама на транспортном средстве с ауригерами. Изменение высоты рамы осуществляется с помощью гидроцилиндров расположенных внизу рамы. Предпочтение отдано транспортному средству с одноосным тягачем. Тягачи намного дешевле базовых автомобилей, а скорость их 40-50 км, при средней скорости движения в городах 35-45 км/час по исследованиям профессоров Говорущенко Н.Я., Великанова Д.П. и др. [3,4,5,6]. Хотя можно использовать в качестве базовой машины и автомобили КРАЗ и КАМаз.

Произведенные расчеты массы и стоимости рычагов рамы (основной части подъемника) с использованием данных из интернета приведены в табл. 1. Наименьшая стоимость рамы будет из стального профиля (труба прямоугольная), при изготовлении из профиля алюминиевого сплава того же профиля масса уменьшается в 2,7 раза, но стоимость увеличивается в 1,6 раза, а при применении профиля из нержавеющей стали масса уменьшается в 1,4 раза при увеличении стоимости в 5 раз. При компоновке с одноосным тягачом и рамой из стали масса машины будет порядка 15 т, при компоновке на Камаз-43118 – до 20-25 т. Произведенные сравнения характеристик и цены различных подъемников приведены в табл. 2.

Таблица 1

Ориентировочный расчет стоимости материала рамы

Высота подъема, м	Высота рамы в сложенном состоянии, м	Масса площадки с грузом Q, кг	Общая масса рамы с Q, кг	Цена материала рамы (из интернета)	Материал рамы (труба прямоугольная)	Стоимость материала рамы тыс. грн
70	2,91	600	6500	28-30 тыс. руб/т	сталь	50
76	2,88	600	2400	393-464 руб/п.м	алюм. сплав	81
72	3,02	600	4690	208 руб/кг	сталь нержав	253
Размер рамы в плане в мобильном состоянии 2,5x2,5 м						

Таблица 2

Сравнение характеристик подъемников существующих и проектируемого

Марка подъемника	Максимальная рабочая высота, м	Допускаемая нагрузка на люльку, кг	Транспортная высота, м	Транспортная длина, около, м	Общий вес, т	Цена
Проектируемый	70-80*	400*	3,9-4	8-10	15-20	100-150 тыс. EUR
F 70 RPX (Bronto, Финляндия)	70	500	3,95	12,45	35	-
VEMA 453TFL на шасси Mercedes 3336 6x4/5100	45	400	3,8	11,2	30,5	778000 EUR
VEMA 553TFL на шасси Mercedes Actros 4141 8x4	55	400	4,1	12	37	905000 EUR
АПТ-50 (КАМАЗ-6540)	50	400	3,7	12	26,5	600000 EUR
АПТ-50 (МЗКТ-6923)	50	400	3,8	11,87	34,5	525000 EUR
TATRA-T815 (8x8)	50	400	4	12	35	-
F 55 RLX (Bronto, Финляндия)	55	500	3,9	11	32	-
F 78 RPX (Bronto, Финляндия)	78	500	3,95	13	43	-
МАГИРУС ALP 540, ФРГ	54	400	-	-	38	-

*грузоподъемность может быть увеличена за счет уменьшения массы люльки (площадки), на которую в расчетах выделено 200 кг, т.е. поднимается $200+400=600$ кг;

**цена приблизительная первого экземпляра с учетом проектирования и испытаний, последующие будут дешевле.

Следует отметить, что стоимость шасси, на котором монтируется подъемник, в несколько раз ниже смонтированного на нем оборудования, хотя последнее по сложности уступает шасси. Так, например, Mercedes 3336 6x4/5100 стоит 125000 EUR, а на его базе подъемник VEMA 453TFL уже стоит 778000 EUR, Mercedes Actros 4141 8x4 и на его базе подъемник, соответственно 145000 и

905000 EUR. Как видно из табл. 3 производство подъемников весьма выгодное дело.

При уменьшении высоты подъема грузоподъемность резко возрастает. Вот один из расчетных вариантов. При высоте рамы в сложенном состоянии около 2 м и высоте подъема 36 м расчетный поднимаемый груз – 3,7 т, при собственной массе рамы 5,3 т. Так что эту конструкцию можно использовать при малых и средних высотах подъема груза.

Таблица 3

Отношение стоимости подъемника к стоимости шасси

Шасси	Подъемник на его базе	Стоимость шасси	Стоимость подъемника	Отношение стоимости подъемника к стоимости шасси
Mercedes 3336 6x4/5100	VEMA 453TFL	125000 EUR	778 000 EUR	6,224
Mercedes Actros 4141 8x4	VEMA 553TFL	145000 EUR	905 000 EUR	6,24
КАМАЗ-6540	АПТ-50	75000 EUR	600000 EUR	8

Учитывая высотное строительство в большинстве городов, только внутри Украины требуется не менее сотни таких машин. Даже взяв максимальную стоимость предлагаемого подъемника 150000 EUR, что, скорее всего, завышено, и минимальную иностранного АПТ-50 – 525000 EUR, (но его высота подъема всего 50 м) экономия составляет 37,5 млн EUR.

Для Украины 37,5 млн EUR не будут лишними. Но это только для МЧС, но есть и другие потребители: армия (поднятие экранов локаторов и антенн), коммуникационная область, строительство (ремонт высоток), учитывая дешевизну и простоту конструкции, вполне можно надеяться на экспорт. Выпуск таких подъемников-это еще и рабочие места.

Вывод. Решением проблемы может стать только налаживание производства своих подъемников на других технических решениях, более простых и дешевых, так как по старым схемам соревноваться с существующими иностранными производителями бесполезно. Да и патенты на основные технические решения коленчатых подъемников находятся у них. Затраты на организацию выпуска своих дешевых подъемников можно вернуть путем их продажи потребителям в других странах, так как они будут стоить в 5-8 раз дешевле зарубежных аналогов при той же грузоподъемности и высоте подъема и при других технических преимуществах указанных выше.

Список использованных источников

1. Пристрій для виконання пожежно-рятувальних робіт [Текст]: пат. 90525 Україна, МПК А 62 В 1/00, А 62 В 3/00, А 62 В 5/00 / В.Д. Шмаров, А.В. Шмаров. – № а 200800523; заявл. 15.01.2008; опубл. 11.05.2010, Бюл. № 9.
2. Пристрій для пожежно-рятувальних робіт з багатоповерхівок [Текст]: пат. 105439 Україна, МПК А 62 В 1/00; А 62 В 5/00; Е 06 С 9/00; А 62 В 3/00 / В.Д. Шмаров, А.В. Шмаров. – № а 201301067; заявл. 28.01.2013; опубл. 12.05.2014, Бюл. № 9.
3. Великанов, Д.П. Эксплуатационные качества отечественных автомобилей [Текст] / Д.П. Великанов. – М.: Машгиз, 1953.
4. Великанов, Д.П. Эксплуатационные качества отечественных автомобилей [Текст] / Д.П. Великанов. – М.: Машгиз, 1962.
5. Говорущенко, Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей [Текст] / Н.Я. Говорущенко. – К.: Вища школа, 1971.
6. Шмаров, В.Д. Оптимальная загрузка автосамосвала экскаватором [Текст] / В.Д. Шмаров // Механизация строительства. – 1973. – № 3.

Рецензент д-р техн. наук А.Ю. Крот

Шмаров Володимир Данилович, канд. техн. наук, доцент, кафедра механізації будівельних процесів, Харківський національний університет будівництва і архітектури. Тел. 700-02-82, vladimirshmarov@mail.ru.

Shmarov Vladimir D., Ph.D., Associate Professor, Department of mechanization of construction processes, Kharkov National University of Construction and Architecture. Tel.7000282, vladimirshmarov@mail.ru.

УДК 629.4.027

ФІЗИЧНА МОДЕЛЬ ВЗАЄМОДІЇ МЕТАЛЕВИХ ПОВЕРХОНЬ ПРИ ГРАНИЧНОМУ ТЕРТІ

Канд. техн. наук П.Є. Коновалов

ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ГРАНИЧНОМ ТРЕНИИ

Канд. техн. наук П.Е. Коновалов

PHYSICAL MODEL OF CO-OPERATION OF METAL SURFACES AT BORDER FRICTION

Cand. of techn. sciences P.E. Konovalov

Метою роботи є побудова фізичної моделі опорної поверхні плями контакту при граничному терті і визначення залежності між товщиною граничного мастильного шару і площею адгезійного контакту тіл тертя. Відмінністю роботи є врахування наявності граничних шарів мастила на поверхнях тертя, їх характеристик, несучої здатності і впливу на процеси, які протікають в трибоузлах при граничному терті.

Ключові слова: фізична модель, адгезійна та полімолекулярна складова, мастильна плівка, несуча здатність, інтенсивність зношування, граничне тертя.

Целью работы является построение физической модели опорной поверхности пятна контакта при граничном трении и определения зависимости между толщиной граничного смазочного слоя и площадью адгезионного контакта тел трения. Отличием работы является учет наличия граничных слоев смазки на поверхностях трения, их характеристик, несущей способности и влияния на процессы, которые протекают в трибоузлах при граничном трении.

Ключевые слова: физическая модель, адгезионная и полимолекулярная составляющая, смазочная пленка, несущая способность, интенсивность изнашивания, граничное трение.

The aim of the given work is to build a physical model of a contact spot bearing surface under boundary lubrication and the determination of the dependence between the thickness of boundary lubrication layer and the area of adhesive contact of bodies of frictions. The distinguishing feature of the given work is the registration of the availability of boundary lubrication layers on friction surfaces, their characteristics, bearing capacity and their influence on the processes which take place in tribo-nodes under boundary friction.

The proposed physical model allows us to determine the dependence of the value of adhesive and polymolecular constituents of the area of that contact upon the effective thickness of lubricating film, which may be used for searching effective practical solutions, aimed at the reduction of friction unit wear rate and the improvement of mating surfaces wear-preventive property.

Key words: physical model, adhesive and polymolecular constituent, lubricating film, bearing capacity, wear rate, boundary friction.

Для вирішення завдання поліпшення мастильних властивостей осьових масел, які застосовуються у підвісці тягових електродвигунів тепловозів, необхідно, зокрема, розглянути механізм утворення мастильного шару на поверхні моторно-осьових підшипників (МОП) при граничному терті.

У дослідженнях, присвячених проблемі тертя і зносу вузлів машин, інтенсивність

зношування пов'язують з товщиною граничного мастильного шару [1-3] та вказують, що збільшення останнього сприяє зниженню числа контактів і пошкодженнь мікроступів поверхонь тертя.

В роботі [4] приведені деякі закономірності такого зв'язку, однак запропонована концепція розглядає взаємодію мікроступів поверхонь без урахування сил адгезійної взаємодії.

Метою роботи є побудова фізичної моделі плями контакту при граничному змащенні і визначення залежності між товщиною граничного мастильного шару і площею адгезійного контакту.

Зважаючи на відносно невелику площу плям контакту (0,01% - 10% від номінальної [4,5]), величини тиску у них наближаються до граничних величин фізико-механічних характеристик матеріалів. При цьому у місцях контакту відбувається руйнування молекулярного граничного шару і активізація сил міжатомної (адгезійної) взаємодії. У відомих методиках [6-8] при розрахунку площі контакту під опорною поверхнею розглядається тільки та частина площі, яка безпосередньо утворена двома твердими тілами. Наявність граничних шарів мастила на поверхнях, їх особливі характеристики, отже, і їхня власна несуча здатність, у методиках розрахунків не враховуються.

Між тим, фізико-механічні характеристики та властивості адсорбованих мастильних шарів товщиною до 0,1 мкм [1,9] дозволяють розглядати їх як одну із важливих складових загальної опорної площі.

Величина цієї площі може бути значно відрізнитись. Так, при товщині шару в 0,1 мкм, діаметрі плями контакту тіл тертя $d=3...50$ мкм [8] і куті утворення мікрорівняв $\beta=50$ [7,8], площа граничного шару, що утворений по периметру плями, може складати від 10 до 200 % від площі металевих контакту. Крім того, чим меншими є розміри одиничної плями і чим вище якість обробки поверхні, тим значніша несуча здатність граничного мастильного шару [4].

Таким чином, запропонована модель взаємодії поверхонь при граничному змащенні побудована на наступних положеннях контактної теорії тертя:

- при сталому зносі у місцях контакту на припрацьованих поверхнях тертя переважають пружні деформації [6];

- при зміні зовнішнього навантаження N величина тиску на плямах контакту залишається постійною [5-7]. Сталість величини тиску p супроводжується стабільністю площі S_i поверхні контакту;

- шари мастила товщиною до 0,10 мкм мають несучі характеристики, які

наближаються до характеристик металів, на яких вони адсорбовані.

Уявімо, що на поверхні мікрорівняв, що має форму усіченого конусу, граничний мастильний шар відсутній (рис. 1). Під дією зовнішнього навантаження N і внаслідок пружних деформацій матеріалу на мікро нерівностях виникають плями контакту діаметром d (рис. 1). Несуча здатність плями контакту

$$N = p \cdot S = \sigma \cdot S, \quad (1)$$

де p - тиск, що діє на площі плями;

S - площа плями контакту;

σ - пружні напруження у поверхневому шарі матеріалу мікрорівняв.

Потім при тому ж навантаженні N на поверхню мікрорівняв фізично адсорбується граничний мастильний шар товщиною h (рис. 1). Вважаючи властивості граничної змащувальної фази близькими до властивостей металеві фази [8,10], можна вважати, особливо при малих значеннях кута β , що у складі опорної площі контакту з'явилася полімолекулярна (рідкокристалічна) структура.

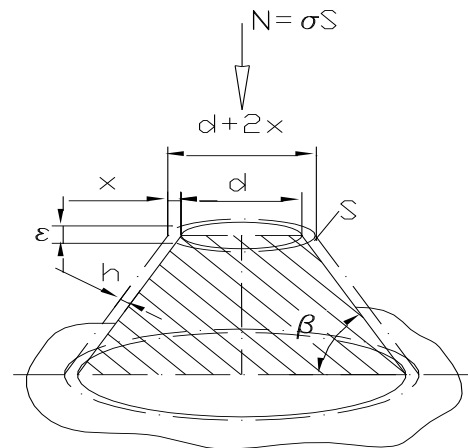


Рис. 1. Схема мікрорівняв поверхні тертя

Величина нової опорної площі

$$S_1 = S + \Delta S, \quad (2)$$

де ΔS - додаткова опорна площа, утворена полімолекулярним змащувальним шаром по периметру плями контакту.

Поява додаткової площі ΔS при $p = \sigma = const$ призводить до порушення умови (1) рівноваги контакту, оскільки в цьому випадку $N < \sigma \cdot S_1$. Провідним чинником для встановлення нового рівня рівноваги є дія пружних напружень σ на поверхні контакту (рис. 1)

$$\sigma = \varepsilon \cdot E, \quad \varepsilon = \sigma / E, \quad (3)$$

де ε - деформація поверхні;

E - модуль пружності матеріалу.

Під дією σ поверхня контакту піддається деформації на величину ε до моменту встановлення рівності

$$N = \sigma \cdot S = \sigma \cdot (S_a + S_{nm}), \quad (4)$$

де S_a, S_{nm} - відповідно площі металевої і полімолекулярної взаємодії.

Таким чином, на опорній поверхні (4) з'являється полімолекулярний шар площею S_{nm} , який приймає на себе частину навантаження, зменшуючи площу металевого (адгезійного) контакту, та сприяючи зниженню інтенсивності зношування поверхні.

Площі адгезійної і полімолекулярної взаємодії

$$S_a = \pi/4 (d - 2x)^2, \quad S_{nm} = \pi \cdot x(d - x),$$

$$\text{де } x = h / \sin \beta, \quad (5)$$

де x - проекція товщини h граничного шару на опорну поверхню;

$2x$ - зменшення діаметру металевого контакту взаємодії тіл тертя.

Запропонована модель дозволяє встановити залежність між ефективною товщиною h мастильної плівки і площею адгезійного контакту. Після підстановки у (5)

$$S_a = \pi/4 (d - 2h/\sin \beta)^2,$$

звідки

$$S_a = \min = 0 \text{ при } h = 0,5 \cdot d \cdot \sin \beta, \quad (6)$$

$$S_a = \max \text{ при } h = 0.$$

Для визначення кількісних залежностей величин (5-6) за методикою [5] проведено контактні розрахунки щодо поверхонь пари тертя МОП тепловоза 2ТЭ116А. Далі була розрахована функція $S_a/S = f(h)$ при наступних вихідних даних:

- матеріал пари тертя: бронза ОЦС-4-4-17

- сталь осьова;

- кут прямої, яка утворює мікрориступ $\beta = 4^\circ$;

- параметр шорсткості поверхонь

$R_a = 1,5$ мкм;

- середній діаметр контакту $d = 13,8$ мкм.

Результати розрахунків ілюструються графіками на рис. 2.

З графіків випливає, що зниження частки адгезійного контакту S_a на поверхнях тертя досягається шляхом:

- зменшення шорсткості поверхонь, що оцінюється параметром β . Наприклад, при $h = 0,10$ мкм і $\beta \approx 1^\circ$ частка адгезійного контакту практично знижується до нуля (крива 5);

- збільшення товщини h граничного мастильного шару, причому в міру зростання шорсткості цей ефект зменшується. Так, якщо для поверхні, у якої $\beta = 1^\circ = 10$, збільшення h від 0,01 до 0,03 мкм призводить до зменшення площі S_a адгезійного контакту на 50%, то при $\beta = 10^\circ$ і тих же величинах h зменшення S_a є менш суттєвим – приблизно 3-4%.

Крім того, за допомогою графіка $h_{\max} = f(\beta)$ (рис. 2,б) можна встановити ту товщину h_{\max} граничного мастильного шару, при якій адгезійна складова площі на плямі контакту теоретично є відсутньою ($S_a = 0$).

Залежність $h_{\max} = f(\beta)$ з похибкою до 0,3% має вигляд лінійної функції

$$h_{\max} = 0,5d \cdot \sin \beta, \quad (8)$$

де d - діаметр плями контакту.

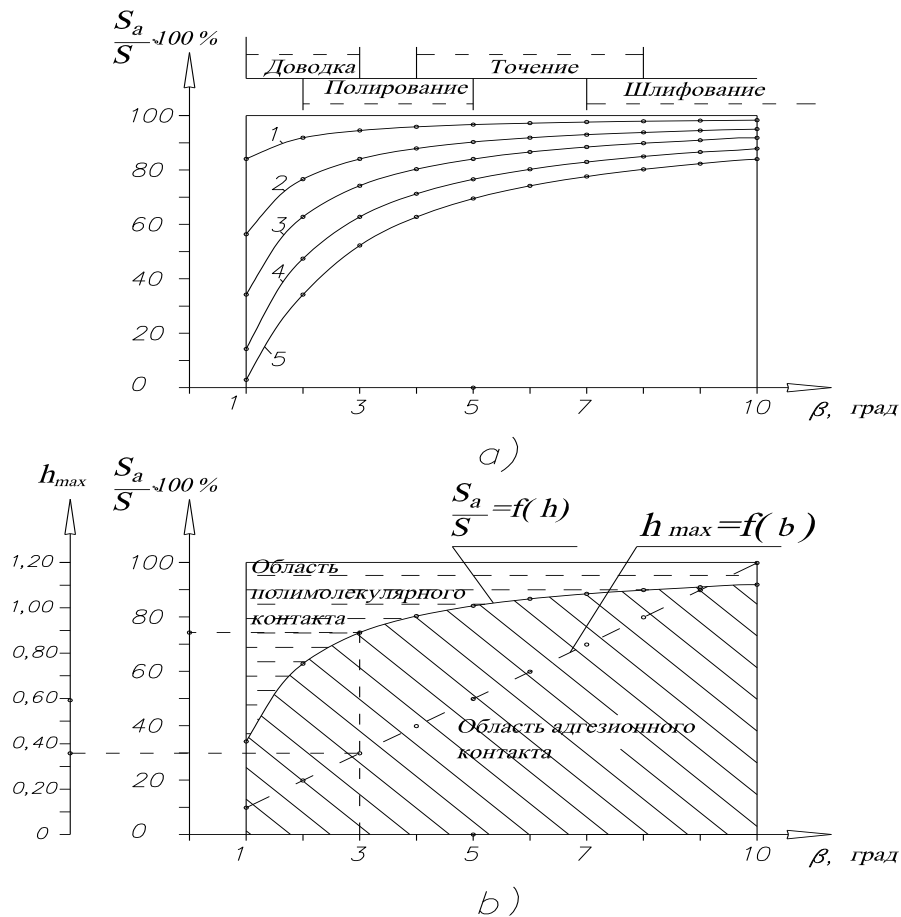
За допомогою представленої моделі і графіків (рис. 2) можливо:

- встановити співвідношення середніх величин металевої та рідинної складових на поверхнях контакту у парі тертя;

- уточнити розрахункову величину коефіцієнта зовнішнього тертя при граничному режимі змащування;

- визначити ту товщину h_{\max} граничного мастильного шару, при якій адгезійна складова

площі на плямі контакту теоретично відсутня ($S_a = 0$), а граничний режим змащування в сполученні поступається змішаному.



1 – $h=0,01$ мкм; 2 – $h=0,03$ мкм; 3 – $h=0,05$ мкм; 4 – $h=0,075$ мкм; 5 – $h=0,10$ мкм

Рис. 2. Графіки співвідношення складових опорної площі на плямі контакту при граничному терті в залежності від виду обробки поверхонь:

а – при товщині h граничного шару від 0,01 до 0,10 мкм; б – при товщині $h = 0,05$ мкм

Результати, представлені на рис. 2, узгоджуються з даними роботи [10].

Таким чином, з позицій представленої моделі будь-які зміни ефективної товщини h граничної змащувальної плівки призводять до змін ΔS площі взаємодії мікроставів протилежних поверхонь. Це виводить систему сил в області контакту зі стану статичної рівноваги, що є початком виникнення процесу саморегулювання. Провідним фактором цього процесу виступають напруження σ пружної

деформації матеріалу. Дія цих напружень на площі $\sigma \cdot \Delta S$ направлена на переміщення опорної площини відносно початкової на величину ε . Робота пружних напружень на мікроставі контакту двох поверхонь є подібної до роботи умовного клину, що викликає зміни у зазорі між цими поверхнями.

Процес саморегулювання спрямований на досягнення нового рівня статичної рівноваги системи. Після його досягнення встановлюються раніш існуючі розміри площі

опорної поверхні плями контакту, проте її структура, яка визначається питомим співвідношенням площ адгезійного і полімолекулярного контакту, буде змінена. Якщо причиною розглянутих вище змін було збільшення товщини h граничної плівки, то у новій структурі площі полімолекулярна складова буде збільшеною, а адгезійна - зменшеною. Зворотні зміни будуть викликані зменшенням величини h .

Висновки:

1. Запропонована фізична модель контакту металевих поверхонь при граничному

терті, яка дозволяє встановити залежність величини адгезійної і полімолекулярної складових площі контакту від ефективної товщини мастильної плівки, та може бути використана для пошуку практичних рішень, що спрямовані на зниження інтенсивності зношування вузлів тертя.

2. Наведена залежність величин адгезійної і полімолекулярної складових площі контакту від товщини граничної мастильної плівки. Надана характеристика умов, за яких адгезійна складова площі тертя є мінімальною.

Список використаних джерел

1. Ахматов, А.С. Молекулярная физика граничного трения [Текст] / А.С. Ахматов. – М.: Изд-во физ.-мат. лит., 1963. – 471 с.
2. Лысиков, Е.Н. Физические основы механизма воздействия внешнего электростатического поля на структуру рабочей жидкости гидроприводов строительных и дорожных машин [Текст] / Е.Н. Лысиков // Вест. Харьк. гос. авт.-дор. универс. – Харьков, 2000. – Вып. 11. – С. 44-47.
3. Повышение ресурса технических систем путем использования электрических и магнитных полей [Текст]: монография / Е.Е. Александров, И.А. Кравец, Е.Н. Лысиков [и др.]. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – 544 с.
4. Лысиков, Е.Н. Надмолекулярные структуры жидких смазочных сред и их влияние на износ технических систем [Текст] / Е.Н. Лысиков, В.Б. Косолапов, С.В. Воронин. – Харьков: ЭДЭНА, 2009. – 274 с.
5. Гаркунов, Д.Н. Триботехника (износ и безысность) [Текст] / Д.Н. Гаркунов. – 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Изд. МСХА, 2001. – 616 с.
6. Трение, изнашивание и смазка [Текст]: справочник; в 2-х кн. / под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн. 1. – 400 с.
7. Комбалов, В.С. Оценка триботехнических свойств контактирующих поверхностей [Текст] / В.С. Комбалов. – М.: Наука, 1983. – 136 с.
8. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ [Текст] / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
9. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) [Текст] / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун [и др.]; под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.
10. Данилов, В.Д. Несущая способность контакта при смазке маслами с многоцелевыми присадками и наноразмерными комплексами [Текст] / В.Д. Данилов, В.И. Беклемешев, К.В. Филиппов // Трение, износ, смазка. – 2007. – т. 9. - №2. – С. 45-54.

Рецензент д-р техн. наук, профессор М.П. Ремарчук

Коновалов Павло Євгенійович, канд. техн. наук, асистент кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту.

Konovallon P.E., candidate of technical sciences, assistant, department of construction, travel and cargo handling machines, Ukrainian State Academy of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-72. E-mail: kafsprrm2@rambler.ru.

УДК 621.893

ОБЗОР НАНОТЕХНОЛОГИЙ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Канд. техн. наук А.С. Шулика

ОГЛЯД НАНОТЕХНОЛОГИЙ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Канд. техн. наук О.С. Шуліка

REVIEW OF NANOTECHNOLOGY IMPROVE THE WEAR RESISTANCE MACHINE PARTS

Cand. of techn. sciences A. Shulika

В статье рассматривается обзор технологий, позволяющих повысить износостойкость деталей машин. Перспективными являются методы формирования и внедрения наноструктур в приповерхностный слой контактирующих деталей. Наличие таких структур на поверхности изменяет свойства материала и приводит к значительному снижению скорости износа. Рассматриваются методы формирования наноструктур, состоящих из ультрадисперсных порошков металлов, а также углеродных нанокластеров.

Ключевые слова: износостойкость, поверхность трения, нанотехнология, «безизносное» трение, самоорганизующаяся система.

У статті розглядаються технології, які дозволяють підвищити зносостійкість деталей машин. Перспективними є методи формування та впровадження наноструктур у приповерхневий шар контактуючих деталей. наявність таких структур на поверхні змінює властивості матеріалу та призводить до значного зниження швидкості зношування. Розглядаються методи формування наноструктур, які складаються з ультра дисперсних порошків металу, а також вуглецевих нанотрубок.

Ключові слова: зносостійкість, поверхня тертя, нанотехнологія, «беззношувальне» тертя, самоорганізована система.

The article deals with an overview of technologies to increase the wear resistance of machine parts. Promising methods of formation and implementation of nanostructures in the surface layer of the contact details. The presence of such structures on the surface changes the properties of the material and leads to a significant reduction in wear rate. One method of improving the wear resistance is the deposition of ultrafine particles of different metals on the surface. The result is a nanocrystalline self-healing protective film of the active ingredients and metal wear particles. In this case, the boundary lubrication will be a rebound effect of micro-defects of the friction surfaces. Also considered a method of control adsorption layer using nano substrate on the contacting surfaces. The adsorption layer is a liquid crystal structure - changing the orientation of the molecules in the crystal by means of the surface energy of the substrate nano can improve abrasion resistance several times. Fundamentally different method of reducing the wear of the material is doped with carbon nanotubes, and then the tensile strength will be doubled. Promising is the doping of the surface layers nanoclusters. The result is expected to improve the wear resistance with fewer alloy nanoclusters

Keywords: wear resistance, surface friction, nanotechnology, "no-wear" friction, self-organizing system.

Вступление. Изнашивание механизмов машин в результате трения является серьезной проблемой для железнодорожной техники, путевых, строительных, дорожных машин. Детали механизмов машин изнашиваются, преимущественно, работая в режимах

граничного и сухого трения. Уменьшение скорости изнашивания приводит к повышению надежности, КПД механизмов, а также к увеличению его ресурса. Показатели эффективности работы механизмов определяются, в том числе, трибохимическими

процессами в парах трения. Учитывая что такие процессы протекают на субмикрорурвне, разработка современных технологий повышения износостойкости с учетом размерных эффектов является актуальной задачей машиностроения.

Исследования последних лет показали, что механохимическое взаимодействие, особенно в условиях граничного и смешанного трения, приводят к изменению электронно-дислокационной структуры контактирующих материалов, их фазово-энергетических состояний, формированию наноструктур и их слоев, свойства которых определяют скорость износа [1-6].

Трибохимические процессы, протекающие в паре трения, являются функцией следующих факторов: нагрузка (удельное давление в контакте), скорость относительного перемещения пар трения, температура в контакте, наличие абразивных частиц или кавитационных пузырьков, конструктивных особенностей, свойств поверхностей трения и третьего тела [1-10]. Среди большого количества работ в этой области можно выделить группу, посвященную исследованиям в области разработки нанотехнологий повышения износостойкости деталей машин и повышению качеств смазывающих и антифрикционных материалов. Главным образом речь идет о формировании и внедрении различных наноструктур, изменяющих свойства контактирующих тел в заданном направлении.

Постановка задачи. В статье проводится обзор методов формирования и внедрения наноструктур в приповерхностный слой контактирующих деталей. Наличие таких структур в приповерхностном слое, согласно имеющимся представлениям, изменяет физические свойства, как материала, так и третьего тела и приводит к значительному снижению скорости износа, или в определенных условиях, к «безизносному» трению.

Обзор нанотехнологий повышения износостойкости деталей машин. На процессы трения и изнашивания существенное влияние оказывает состояние поверхностного слоя. Оно определяется как микрогеометрией, параметрами кристаллической решетки, химическим составом, так и условиями контакта. На перечисленные составляющие

можно влиять различными способами, тем самым регулируя износостойкость деталей на начальном этапе, и в процессе их работы. Как было сказано, для повышения износостойкости поверхностей в последние десятилетия используют нанотехнологии. Согласно ISO/TS 80004-1/2010 под нанотехнологиями подразумевается следующее:

1) знание и управление процессами в масштабах, не превышающих 100 нм в одном или более измерениях, когда ввод в действие размерного эффекта приводит к возможности новых применений;

2) использование свойств объектов и материалов в нанометровом масштабе, которые отличаются от свойств свободных атомов или молекул, а также от объемных свойств вещества, состоящего из этих атомов или молекул.

Одними из первых работ в области нанотехнологий, открывшими явление «безизносного» трения за счет образования на поверхностях наноструктуры меди в парах трения деталей самолетов в условиях смазывания их консистентной смазкой ЦИАТИМ-201, были работы Крагельского И.В. и Гаркунова Д.Н. [11]. Особенностью этого эффекта было то, что пленка из меди покрывала не только бронзовую деталь, но и сопряженную с ней стальную поверхность. При этом тончайшая пленка снижала износ и уменьшала силу трения в соединении в 10 и более раз. В дальнейшем такой же эффект был обнаружен в парах трения сталь-сталь компрессора холодильника. Образование пленки являлось следствием растворения масло-фреоновой смесью медных трубок охладителя [11]. Такое явление назвали избирательный перенос, которое заключается в том, «...что при трении медных сплавов о сталь в условиях граничной смазки, происходит явление избирательного переноса меди из твердого раствора медного сплава на сталь и обратного ее переноса со стали на медный сплав, сопровождающееся уменьшением коэффициента трения до жидкостного и приводящее к значительному снижению износа пары трения» [11]. По сути, избирательный перенос снижает молекулярную составляющую силы трения. На поверхностях протекают процессы, приводящие к образованию самоорганизующихся систем автокомпенсации износа и снижения коэффициента трения.

Образующуся наноструктуру поверхності назвали сервовитної плівкою. Товщина сервовитної плівки не перевищує 100 нм. В ній реалізується особливий механізм деформації, протікаючий без накоплення дефектів, характерних для процесів втоми.

Таким чином, тертя представляється не тільки як руйнівний процес, але в певних умовах може виступати як самоорганізуючийся створювальний процес, що дозволяє розробити нові, раніше невідомі методи відновлення деталей і технічного обслуговування машин [7]. До таких методів належать, наприклад, технологія фінішної антифрикційної безабразивної обробки.

Для того щоб поверхні тертя мали б одночасно високими антифрикційними, міцнісними властивостями, вони можуть бути отримані шляхом нанесення спеціальних наноструктурованих покриттів.

На залізній дорозі для досягнення найкращих результатів відновлення і зміцнення гребней колесних пар локомотивів спеціалістами регіонального інноваційно-технологічного центру КТЦ ТНЦ СО РАН із Томська розробили наноконтруючі суміші [5]. До складу сумішей

входять порошки - оксиди алюмінію, оксиди рідких металів розміром від 30 до 60 нм: ZrO_2 , Nb_2O_5 , TiO_2 . Використання цих розробок дозволило значно підвищити якість відновлення і зміцнення деталей і довговічність литв до 10 раз.

Наноструктурування поверхностей тертя здійснюється з допомогою різних технологій, залежно від комбінації «покрив – підкладка».

Одною із технологій покращення властивостей трибосуміж'я є осадження композиційних гальванічних наноконтруючих (КГП). КГП отримують із електроліта, в який додано ультрадисперсний порошок. При наведенні електричного струму на поверхні тертя осаджується метал і частинки порошку, які закріплюються на матриці, утворюючи покриття. Разом з металом на деталі осаджуються дисперсні частинки, волокна різних карбідів, оксидів, полімерів і т.д. Дисперсні матеріали в металічній матриці значно змінюють властивості покриттів [7]. В табл. 1. представлені загальні дані дисперсних матеріалів, що забезпечують покращення характеристик покриттів.

Таблиця 1
Ультрадисперсні порошкові матеріали для модифікування властивостей покриття

Свойства покрытия	Дисперсные материалы
Твердость и износостойкость	Al_2O_3 , WC, ZrO_2 , TiC, HfB_2 , ZrB_2 , B_4C , BN, B, Cr_3B_2 , ZrC, ThO_2 , CeO_2 , TaC, WS_2 , алмаз
Износостойкость в условиях сухого трения и повышенных температур	Al_2O_3 , TiB_2 , SiC, C
Жаростойкость	Al_2O_3 , SiO_2 , C, B, B_4C , ZrO_2
Коррозионная стойкость	ZrB_2 , Al_2O_3 , SiC, аморфний бор, каолин
Антифрикционность	CuF_2 , WC, MoS_2 , BN, $BaSO_4$, аморфний бор, ПВХ, ПЭ
Термостойкость	Окислы, карбиды
Пористость	Карбонильний нікель
Самосмазывание	MoS_2 , BN, WS_2 , слюда, CaF_2 , фторирований графіт, графіт
Теплопроводность	Политетрафторетилен
Эрозионная стойкость	Карбиды
Прочность	Al_2O_3 , SiC
Сопrotивление схватыванию	Аморфний бор

Еще одним способом создания наноструктурированной подложки на поверхности трения является использование металлоплакирующих композиций (реметаллизантов) [7]. Реметаллизанты представляют собой ультрадисперсные (наноразмерные) порошки или полностью маслорастворимые соли пластичных металлов. В качестве плакирующих металлов используются: медь, железо, цинк, олово, свинец, алюминий, хром, никель, молибден. В результате использования реметаллизанта на поверхности формируется нанокристаллическая самовосстанавливающаяся защитная пленка из активных компонентов препарата и частиц износа. При этом в режиме граничного трения, высокой нагрузке и температуре будет наблюдаться эффект восстановления нано- и микродефектов поверхностей трения и работоспособности. Разработанные нанопрепараты позволяют снизить скорость изнашивания, улучшить прирабатываемость поверхностей, повысить задиростойкость, снизить уровень шума и вибрации.

Принципиально другим вариантом снижения скорости изнашивания деталей машин является управление адсорбционным слоем смазки путем изменения наноструктуры поверхностей трения. Смазывающая среда в приграничном слое с поверхностью находится в жидкокристаллическом состоянии. В зависимости от типа структурной ориентации молекул, в паре трения могут реализовываться следующие эффекты: в случае планарной ориентации молекул, будет иметь место уменьшение потерь на трение, а в случае гомеотропной структуры происходит снижение скорости изнашивания [8,9]. Одним из способов получить требуемую ориентационную структуру молекул является нанесение на рабочую поверхность трения тонкопленочного ориентанта, позволяющего получить в смазочном слое требуемое расположение молекул в масле. В работе [9] в качестве примера был рассмотрен подшипник качения №308. Для снижения скорости изнашивания необходимо реализовать гомеотропную структуру молекул. Для этого на поверхность трибосистемы высаживалась из раствора пленка ориентанта (высокомолекулярное фтористое соединение в составе 0,5% раствора хладон R-113) толщиной 15 нм. В результате интенсивность

изнашивания подшипника снизилась на порядок. Таким образом, нанопокрывание рабочих поверхностей трибосопряжений позволяет решать ряд задач: от снижения трения до снижения интенсивности износа.

Износостойкость во многом зависит от механических свойств материала и третьего тела, а также условий трения. Механические свойства материалов можно существенно улучшить путем их легирования углеродными нанокластерами [6]. В качестве таких нанокластеров часто используют углеродные нанотрубки. Углеродная нанотрубка представляет собой продолговатую структуру, которая состоит из одного или нескольких свернутых в трубку графитовых слоев с гексагональной организацией углеродных атомов. Диаметр углеродных нанотрубок составляет от 1 до 150 нм, а длина измеряется десятками и сотнями микрометров. Несмотря на свою хрупкость и малый размер, нанотрубки в 100 раз прочнее и в 6 раз легче стали, а также имеют высокую прочность на растяжение и изгиб [1].

С целью улучшения механических характеристик алюминия в токийском университете его легировали 5% углеродных нанотрубок, что привело к двукратному увеличению предела прочности. Теоретические расчеты показывают прогнозируемое увеличение прочности сталей и сплавов до 6 раз при добавлении в них 10% нанотрубок. Углеродные нанотрубки не разрушаются и возвращаются в первоначальную форму при снятии нагрузки, а также практически не подвержены усталостному разрушению [1].

Однако износ в парах трения происходит, прежде всего, в пределах нескольких приповерхностных атомных слоев. Следовательно, легированию можно подвергнуть только поверхностный слой металла.

Выводы. Использование нанотехнологий с целью повышения износостойкости деталей машин является перспективным и требующим дальнейшей проработки. Согласно проведенному обзору можно выделить некоторые методы повышения износостойкости:

1) создание на поверхности подложки, препятствующей непосредственному контакту поверхностей трения, и обладающей способностью к самоорганизации. В статье рассмотрено несколько способов создания данной наноструктурированной подложки. В

результате износ может быть снижен в несколько раз;

2) создание наноструктурированной подложки – ориентанта на поверхностях трения с целью управления ориентацией молекул в адсорбционном слое. Адсорбционный слой представляет собой жидкий кристалл. В зависимости от типа ориентации молекул в жидком кристалле можно снизить износ при граничном трении в несколько раз. Ориентацией молекул можно управлять путем создания требуемой наноструктуры поверхности;

3) легирование всего объема металла углеродными нанокластерами. В результате улучшаются механические характеристики и,

соответственно возрастает износостойкость поверхности. Данный метод в настоящее время не получил промышленного распространения и требует дальнейших исследований, направленных на изучение свойств композита и снижения стоимости материалов;

4) упрочнение углеродными нанокластерами приповерхностных слоев материалов. В результате возрастает износостойкость и твердость поверхности. Количество легирующих нанокластеров существенно меньше, по сравнению с легированием всего объема материала. Данный метод является наиболее перспективным, поскольку количество легирующих элементов может быть существенно снижено.

Список использованных источников

1. Ларчиков, А. Наноструктурирование поверхностей трения и износа машин и механизмов [Текст] / А. Ларчиков, В. Беклемышев, И. Махонин, К. Филиппов, М. Афанасьев // Наноиндустрия. – 2013. – №5/43. – С. 22-30.
2. Хайнике, Г. Трибохимия [Текст] / Г. Хайнике; пер. с англ. – М.: Мир, 1987.
3. Бутенко, В.И. Научные основы нанотрибологии [Текст] / В.И. Бутенко. – Таганрог: ТТИ ЮФУ, 2010.
4. Наноматериалы и нанотехнологии [Текст] / В.М. Анищик [и др.]. – Минск: Изд-е центра БГУ, 2008.
5. Трошкин, Б.И. Наноматериалы увеличат срок службы бандажей колесных пар [Текст] / Б.И. Трошкин // Локомотив. – 2011. – № 8. – С. 28-29.
6. Нанотехнології на залізничному транспорті [Текст] / Є.М. Лисіков, С.В. Воронін, О.О. Скорик, Д.В. Онопрейчук. – Харків, 2013. – 212 с.
7. Балабанов, В. Нанотехнологии. Правда и вымысел [Текст] / В. Балабанов, И. Балабанов. – М.: Изд. Эксмо, 2010. – 384 с.
8. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел [Текст] / С.А. Ханмамедов, Б.А. Алтоиз, Е.В. Пыжов, Т.В. Народицкая // Судовые машины и механизмы: научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 2003. – Вып. 8. – С.45-49.
9. Поповский, Ю.М. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения [Текст] / Ю.М. Поповский, С.А. Ханмамедов, С.В. Сагин // Судовая энергетика: научн.-техн. сб. – Одесса: ОГМА, 1994. – Вып. 3. – С. 26-27.
10. Пул, Ч. Нанотехнологии [Текст] / Ч. Пул, Ф. Оуэнс. – М.: Техносфера, 2005. – 336 с.
11. Гаркунов, Д.Н. Триботехника [Текст]: учеб. пособие / Д.Н. Гаркунов, Э.Л. Мельников, В.С. Гаврилюк. – М.: КНОРУС, 2012. – 408 с.

Рецензент д-р техн. наук, профессор М.П. Ремарчук

Шуліка Олександр Сергійович, канд. техн. наук, доцент кафедри механіки та проектування машин Української державної академії залізничного транспорту. Тел. (057) 730-10-21.

Shulika Alexander, candidate of technical sciences, associate professor, department of mechanics and machine design, Ukrainian State Academy of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-21. E-mail: kafsprrm2@rambler.ru.

**ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ТА БУДІВЕЛЬНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ**

УДК 621.891

**КЕРУВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ І ВЛАСТИВОСТЯМИ МОТОРНИХ ОЛИВ
КОМБІНОВАНИМ МОДИФІКУВАННЯМ**

Канд. фіз.-мат. наук В.В. Аулін,
кандидати техн. наук О.В. Кузик, С.В. Лисенко

**УПРАВЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ И СВОЙСТВАМИ МОТОРНЫХ МАСЕЛ
КОМБИНИРОВАННЫМ МОДИФИЦИРОВАНИЕМ**

Канд. физ.-мат. наук В.В. Аулин,
кандидаты техн. наук А.В. Кузык, С.В. Лысенко

**MANAGEMENT BY DESCRIPTIONS AND PROPERTIES OF MOTOR OILS TO THE
COMBINED RETROFITTING**

Cand. of physics and mathematics sciences V.V. Aulin,
cand. of techn. sciences A.V. Kuzyk, S.V. Lysenko

У статті наведені експериментальні результати дослідження кінематичної в'язкості, лужного числа, змочування та поверхневого натягу моторної оливи після комбінованого модифікування присадкою гліцерата міді та магнітним полем МП. Виявлено, що збільшення кінематичної в'язкості композиційної оливи на 2,2...5,8% здійснюється по досягненню напруженості магнітного поля $(2,0...2,8) \cdot 10^4$ А/м. При цьому збільшується лужне число і магнітна проникність, зменшується кут змочування, коефіцієнт поверхневого натягу та діелектрична проникність оливи. Найменша величина зносу спостерігається при концентрації гліцерату міді 3,5...4,5%, а напруженості МП – $(2,0...2,8) \cdot 10^4$ А/м. Отримані результати пояснюються зміною структури та змащувальної здатності моторної оливи під дією присадки і магнітного поля.

Ключові слова: моторна олива, присадка, магнітне поле, в'язкість, лужне число, змочування, поверхневий натяг, діелектрична та магнітна проникність, знос.

В статье приведены экспериментальные результаты исследования кинематической вязкости, щелочного числа, смачивания и поверхностного натяжения моторного масла после комбинированного модифицирования присадкой глицерата меди и магнитным полем (МП). Выявлено, что увеличение кинематической вязкости композиционного масла на 2,2...5,8% осуществляется по достижению напряженности магнитного поля $(2,0...2,8) \cdot 10^4$ А/м. При этом увеличивается щелочное число и магнитная проницаемость, уменьшается угол смачивания, коэффициент поверхностного натяжения и диэлектрическая проницаемость масла. Наименьшая величина износа наблюдается при концентрации глицерата меди 3,5...4,5%, а напряженности МП - $(2,0...2,8) \cdot 10^4$ А/м. Полученные результаты объясняются изменением структуры и смазочной способности моторного масла под действием присадки и магнитного поля.

Ключевые слова: моторное масло, присадка, магнитное поле, вязкость, щелочное число, смачивание, поверхностное натяжение, диэлектрическая и магнитная проницаемость, знос.

In the articles resulted experimental results of research of kinematics viscosity, alkaline number, moistening and surface-tension of agile olive after the combined retrofitting by the additive of copper

glycerate and magnetic field (MF) in the range of concentration of additive of 0,1...6,0% and tension MF - (0,5...5,0)·10⁴ A/m.

It is educed that increase kinematics viscosity of composition olive on 2,2...5,8% comes true on the achievement of tension of magnetic-field (2,0...2,8)·10⁴ A/m on 2,1...4,0 % increases alkaline number, the corner of moistening and coefficient of surface-tension diminish. During the concentration of 3,5...4,5% and tension MF – (2,3...2,8)·10⁴ A/m, an inductivity diminishes on 1,0...5,0%, permeance of olive increases on an order.

The least size of wear is observed during the concentration of copper glycerate of 3,5...4,5%, and to tension MF – (2,0...2,8)·10⁴ A/m got results are explained by the change of structure and lubricating ability of agile olive under the action of additive and magnetic-field.

Keywords: agile olive, additive, magnetic field, viscosity, alkaline number, moistening, surface-tension, dielectric and magnetic permeability, wear.

Вступ. Підвищення надійності машин удосконаленням конструкції, ефективним використанням їх в умовах експлуатації та раціональним застосуванням змащувальних матеріалів і насьогодні залишається актуальною проблемою [1]. Це пов'язане передусім зі зміною режимів експлуатації машин і відсутністю у багатьох випадках розрахункових та експериментальних обґрунтувань процесів покращення якісних показників моторних оливок та оптимізації режимів тертя основних спряжень дизелів [2,3].

Як показує практика, запланований ресурс машин не реалізується через відсутність ефективних методів керування зносостійкістю та надійністю агрегатів, вузлів та деталей машин. Найбільш доцільно здійснювати керування по параметрах працюючої моторної оливи та її властивостей.

Поліпшення параметрів та експлуатаційних властивостей моторних оливок проводиться на стадії розробки, виробництва та застосування різноманітних як фізичних (очищення, дії електричним, магнітним, електромагнітним полем, ультразвуком і т.д.), так і хімічних (введенням присадок і добавок різних типів) методів модифікування [4,5]. Проте в практиці експлуатації машин методи модифікування мастильних матеріалів, особливо фізичні та комбіновані, поки не отримали належного розповсюдження в умовах безперервного контролю їх стану.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. Зміна характеристик і властивостей мастильних матеріалів модифікуванням речовиною та накладанням фізичних полів на деталі спряжень дизеля, дає можливість подовжити ресурс та підвищити надійність трибоспряжень

і в деяких випадках відновити зношені робочі поверхні деталей формуванням антифрикційних покриттів [4,5,6]. Не дивлячись на глибокі і ґрунтовні дослідження в цій області існує необхідність в розробці експериментальних методів комбінованого модифікування моторних оливок присадками та фізичними полями з визначенням оптимальних режимів тертя.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. До вирішення проблеми комбінованого модифікування вагомих внесок зробили вчені: В.А. Аметов [8], Є.С. Александров [7], І.А. Кравець [6,7], А.Б. Григоров [9,10], Є.М. Лисіков [7], Л.І. Погодаєв [5] та ін.

Аналіз робіт зазначених вчених показав, що для забезпечення техніко-економічної ефективності необхідне комплексне фізико-хімічне модифікування моторної оливи. Дія фізичних полів одночасно з введенням присадки дозволяє підвищити експлуатаційні властивості змащувального матеріалу. Це відбувається завдяки збільшенню об'єму присадки у вузлі тертя в процесі його роботи, кращому утриманню активної частини присадки на поверхні тертя під впливом фізичних полів та можливості багатократної подачі частинок присадки в зону тертя.

Показано, що ефективність дії фізичних полів на рідинні системи залежить від наступних чотирьох основних чинників: фізико-хімічного складу рідин, включаючи як основні компоненти, так і компоненти у вигляді функціональних добавок і присадок; структури фізичного поля, величини його характеристик; швидкості протікання рідини через систему, що створює поле. Разом з тим остаточно не виявлено механізму та фізичної природи комбінованого модифікування моторної оливи мідьвмісною присадкою та обробкою магнітним полем (МП).

Метою даної роботи є виявлення впливу комбінованого фізико-хімічного модифікування моторної оливи присадкою гліцерат міді і обробкою магнітним полем та розробка підходу керованої зміни фізико-хімічних показників і властивостей модифікованої оливи з визначенням оптимальних режимів тертя в основних спряженнях деталей ЦПГ та ДВЗ покращення триботехнічних характеристик їх робочих поверхонь.

Основна частина досліджень. В якості мастильного середовища використовували оливу М-10Г_{2к} без присадки та з різною концентрацією присадки гліцерату міді $Cu_3(C_3H_5O_3)_2$ в межах 0,1...6,0% об'ємного вмісту. На спряження " гільза циліндра – поршневе кільце" подавали постійне електричне поле $I=0,5...1,0$ А; $U=0,2...1,2$ В, а також наводили постійне магнітне поле [11-14].

Триботехнічні випробування проводили на автоматизованому випробувальному комплексі, що складається з модернізованої 77МТ-1 машини тертя і системи автоматизованого керування для задання навантаження і фіксування результатів [11].

Поряд з лабораторними дослідженнями проводили випробування на модельній установці, що імітує реальні процеси, які спостерігаються при роботі вузлів і агрегатів машин. Модельна установка складається з поршневого компресора Forte FL - 24, масляної і пневматичної систем [11,12].

Використовуючи стандартні методики, визначали основні фізико-хімічні показники базової та композиційної оливи (КО) без обробки та із обробкою МП. Результати дослідження залежності кінематичної в'язкості від величини напруженості зазначених магнітних полів наведено на рис. 1.

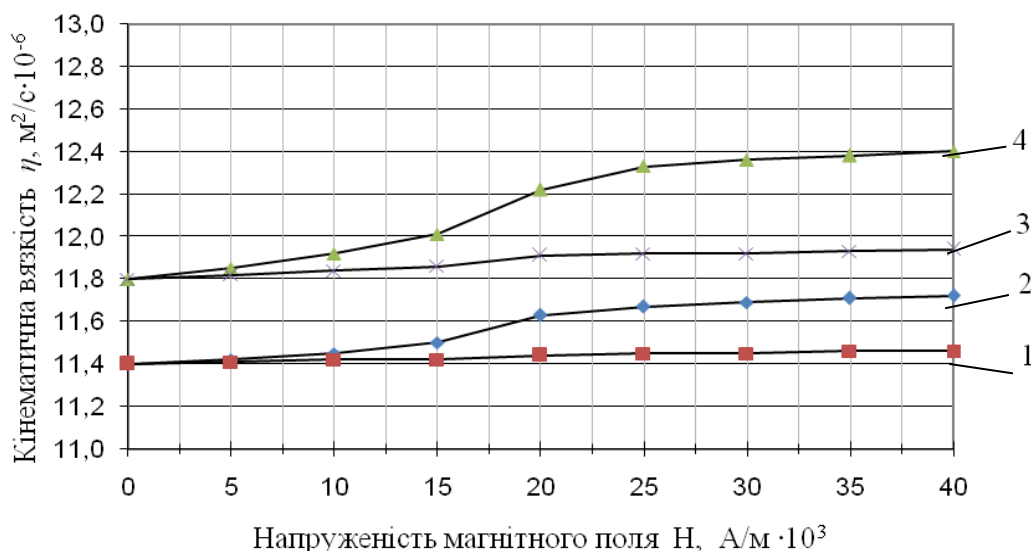


Рис. 1. Залежність кінематичної в'язкості оливи М10-ДМ від величини напруженості та характеру МП:

- 1, 3 – обробка поперечним МП базової М10-ДМ та КО ($c_v=4\%$) гліцерат міді;
- 2, 4 – обробка повздовжнім МП базової М10-ДМ та КО ($c_v=4\%$) гліцерат міді

Зазначимо, що величина в'язкості базової моторної оливи сама по собі залежить від вмісту в ній домішок як органічного, так і неорганічного походження, наявності хімічно-активних речовин. Магнітне поле активізує ці домішки, змінюючи властивості оливи. Отримані результати (рис. 1, криві 1,2) можна пояснити структуруючою дією МП на оливу як рідинного діелектрика, диполі якого

орієнтуються здебільшого в площинах перпендикулярних напрямку повздовжнього МП. Більш відчутний вплив МП на зміну кінематичної в'язкості моторної оливи при додаванні в неї присадки гліцерату міді (рис. 1, криві 3,4), оскільки її частинки будуть мати додаткові дипольні моменти, а отже можливість структуризації в базовій оливі.

Виявлено, що для запропонованої конструкції активатора оливи – джерела МП, його суттєвий вплив здійснюється по досягненню напруженості поля $(20...28) \cdot 10^3$ А/м [11,12], а при більших значеннях цієї величини рівень показника оливи практично не змінюється. При цьому середня кінематична в'язкість базової оливи М-10Г₂к унаслідок обробки МП збільшується на 2,2 %, а М-10ДМ – на 2,9% тобто модифікуючий вплив МП залежить від складу базової оливи. При додаванні присадки гліцерату міді ($c_V=4\%$) і обробці МП, кінематична в'язкість розглянутих

базових олив відповідно збільшується на 2,6% та 5,8%. Збільшення кінематичної в'язкості композиційної моторної оливи можна зв'язати зі зміною структури міцелоутворення частинок присадки під час магнітної обробки [4].

Аналогічні дослідження проведені і при вимірюванні таких показників оливи як лужне число та густина при її комбінованому модифікуванні. Зміна величини лужного числа базових олив марок М-10Г₂к і М-10ДМ, що відрізняються хімічним складом і в'язкісно-температурними характеристиками при комбінованому модифікуванні, наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Зміна лужного числа моторної оливи при обробці МП ($H= 2,5 \cdot 10^4$ А/м)

Моторна олива	Середнє лужне число, мг КОН на 1 г оливи		Зміна лужного числа, %
	до обробки МП	після обробки МП	
Базова М10-Г ₂ к	6,10	6,23	2,1
Базова М10-Г ₂ к + гліцерат міді ($c_V=4\%$)	6,50	6,75	3,8
Базова М-10ДМ	8,71	8,91	2,3
Базова М10-ДМ + гліцерат міді ($c_V=4\%$)	8,77	9,13	4,0

Спостерігається тенденція деякого зниження густини базової і КО під дією МП, але величина зміни в деяких випадках несуттєва.

Основним показником, пов'язаним з фізико-хімічними властивостями оливи, є здатність змочувати металеві поверхні. Цей показник оцінювали по зміні крайових кутів змочування КО, швидкості розтікання оливи по поверхні тертя та коефіцієнта поверхневого

натягу. Оскільки в процесі функціонування мідьвмісної присадки на робочих поверхнях деталей ЦПГ формується шар міді, то в роботі проведені дослідження змочуваності і для поверхонь зразків з попередньо нанесеним шаром міді [2].

Результати експериментальних досліджень зміни кута змочування вихідної базової та композиційної моторної оливи від напруженості МП наведені на рис. 2.

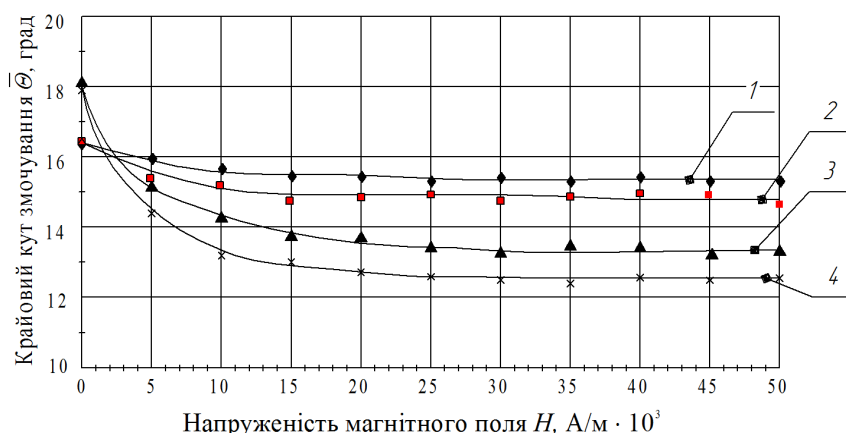


Рис. 2. Залежність крайового кута змочування від напруженості МП і концентрації присадки гліцерату міді в композиційній оливі М10-ДМ: 1,2 – $c_V=2\%$; 3,4 – $c_V=4\%$; 1,3 – зразок СЧ-18; 2,4 – зразок СЧ-18 з покриттям міді

Отримані результати свідчать про те, що базова олива має меншу величину кута змочування, а композиційна – більшу. Разом з тим при магнітній обробці оливи спостерігається деяке зменшення кута змочування поверхні зразків і у першому, та у другому випадку. Спостерігається зменшення кута змочування на поверхнях зразків з нанесеним шаром міді як базової, так і композиційної оливами, обробленими МП, тобто спостерігали подальший позитивний ефект. Дані свідчать, що залежність величини кута змочування від напруженості МП має тенденцію до зменшення. Виявлено також, що при величині напруженості МП більшій за $(20...25) \cdot 10^3$ А/м суттєвого впливу поля

практично не спостерігається і кут змочування можна вважати сталим.

Крім цього зазначимо, що величина крайового кута змочування є функцією багатьох чинників: в'язкості та складу оливи, температури, тривалості роботи оливи; матеріалу деталей і нанесених на них покриттів та ін.

Досліджувана залежність коефіцієнта поверхневого натягу від концентрації присадки є складною (рис. 3,а). Найбільш сприятливим діапазоном концентрації присадки гліцерату міді є 3,5...4,5%. При цьому коефіцієнт поверхневого натягу є мінімальним. Зміна коефіцієнта поверхневого натягу базової і композиційної оливи від напруженості МП наведено на рис. 3,б.

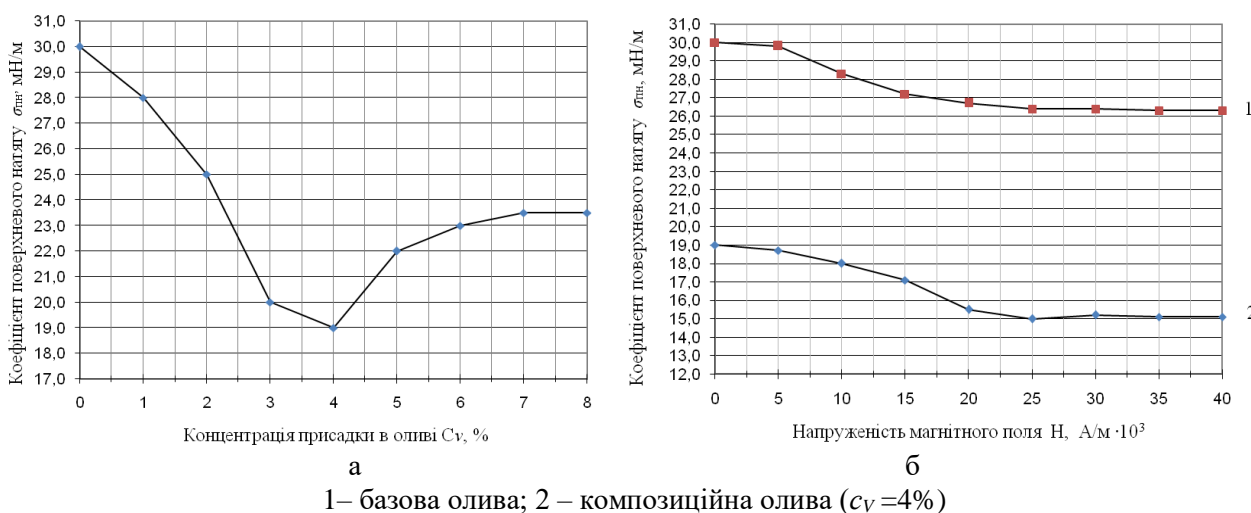


Рис. 3. Залежність коефіцієнта поверхневого натягу моторної оливи від концентрації присадки гліцерату міді (а) та напруженості МП (б)

Результати досліджень свідчать, що обробка МП базової і КО зменшує коефіцієнт поверхневого натягу. Причому при додаванні присадки спостерігається більший ступінь зменшення. В даному випадку також існує певний рівень концентрації присадки ($c_V = 3,5...4,5\%$) та напруженості магнітного поля ($H = (2,3...2,8) \cdot 10^4$ А/м), після яких практично досліджувана величина не змінюється.

При дослідженні фізико-хімічних показників та властивостей оливи були виміряні їх діелектрична і магнітна (рис. 4) проникності.

Можна бачити, що обробка МП базової оливи зменшує діелектричну проникність

оливи на 0,5...1,0%. Додавання присадки гліцерату міді зменшує значення діелектричної проникності оливи в залежності від її концентрації на 1,0...4,5%, а комбіноване модифікування КО МП знижує її діелектричну проникність на 1,3...5,0%. Це пояснюється покращенням електричних властивостей модифікованої оливи.

Виявлено, що магнітна проникність КО збільшується від свого початкового значення при збільшенні величини напруженості МП та зміни концентрації присадки. Магнітна проникність дисперсних фаз присадки різної концентрації в оливі, при однакових значеннях

напруженості МП, відрізняється більше ніж при його відсутності. Через це в першому випадку (рис. 4, крива 1) крива залежності $\mu(c_v)$ проходить вище, а в другому (рис. 4, крива 2) -

нижче. Цим і пояснюється згладжування концентраційної залежності магнітної проникності дослідженої оливи.

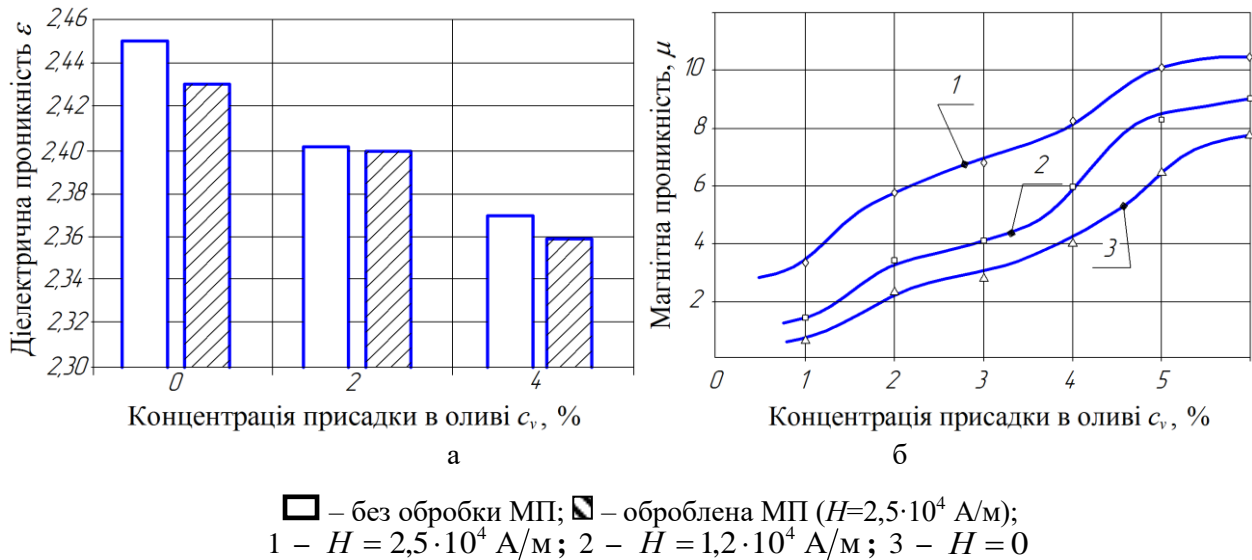


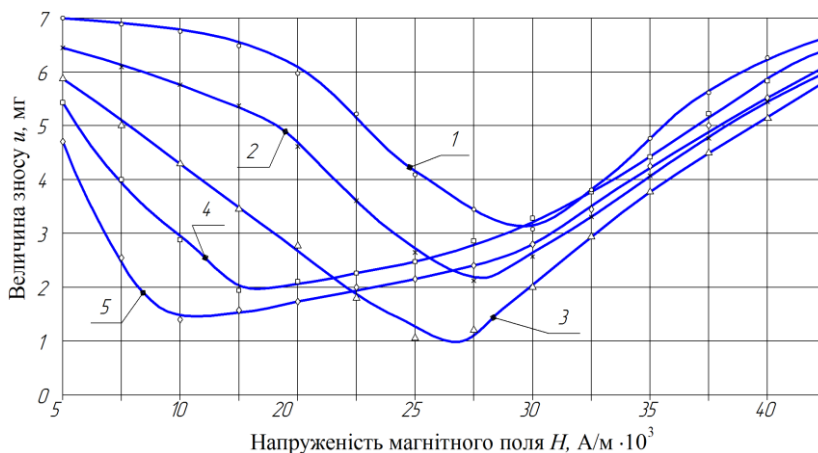
Рис. 4. Залежність діелектричної (а) та магнітної (б) проникності моторної оливи М10-ДМ

Отримані дані добре узгоджуються з теоретичними обґрунтуваннями [3], пов'язаними з відмінністю ступеня деформації краплі оливи з присадкою і без неї при зміні напруженості МП.

Для оцінки зміни властивостей поверхонь тертя деталей ЦПГ дизелів проведені попередні дослідження зразків на машині тертя 77МТ-1. При подачі оливи в зону контакту вивчали

процеси їх припрацювання, визначали моменти та коефіцієнти тертя.

Вплив комбінованого модифікування оливи на характер залежності величини зносу спряжень зразків "гільза циліндру-поршневе кільце" від напруженості магнітного поля наведено на рис. 5.



1 – КО ($c_v=1\%$); 2 – КО ($c_v=2\%$); 3 – КО ($c_v=4\%$); 4 – КО ($c_v=6\%$); 5 – КО ($c_v=8\%$)

Рис. 5. Динаміка зміни величини зносу поверхні зразків від напруженості МП при різній концентрації присадки ($P=8$ МПа; $v=3,5$ м/с; $t=100$ хв)

Можна бачити, що розміщення кривих залежить від концентрації гліцерату міді в базовій оливі: чим менша концентрація присадки тим вище розташовується крива залежності $u_m = f(H)$. Крім цього характерним є наявність у кривих мінімуму, тобто для певної кривої спостерігається свій оптимальний рівень величини напруженості МП. Причому спостерігається така закономірність: зі збільшенням концентрації присадки мінімум зношування зразків зміщується в область менших, а зі зменшенням концентрації – навпаки в область більших величин напруженості МП.

На увагу заслуговує діапазон значень концентрації присадки в композиційній модифікованій МП оливі, в якій спостерігається найменша величина зносу при сприйнятливому діапазоні величин напруженості МП. Виявлено, що діапазон концентрацій присадки гліцерату міді в оливі становить 3,5...4,5%, а діапазон напруженості МП $(20...28) \cdot 10^3$ А/м. Найбільш прийнятним є режим: концентрація присадки – $c_v = 4,0\%$, а напруженість МП – $H = 2,5 \cdot 10^4$ А/м.

Висновки дослідження і перспективи, подальший розвиток у даному напрямку. Результати дослідження зміни величини кута змочування і коефіцієнта поверхневого натягу базових і композиційних олив при їх обробці МП свідчать про сприйнятливості її змочувану здатність для процесів тертя і зношування в спряженнях деталей ДВЗ.

Встановлені особливості структурованого впливу МП на моторну базу і композиційну оливи обумовлені процесами зміни їх діелектричної і магнітної проникності. Варіюючи концентрацією присадки гліцерату міді та варіюючи величиною напруженості МП, можна ефективно керувати зміною діелектричних і магнітних властивостей та фізико-хімічних показників (кінематична в'язкість, лужне число, густина та ін.) моторної оливи, а також триботехнічними характеристиками поверхонь тертя.

Подальший розвиток з даного напрямку досліджень потребує оптимізація комплексу характеристик і параметрів оливи і поверхні тертя та їх взаємозв'язок і теоретичне обґрунтування.

Список використаних джерел

1. Аулін, В.В. Підвищення експлуатаційної надійності машин шляхом модифікування моторної оливи [Текст] / В.В. Аулін, С.В. Лисенко, О.В. Кузик // Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Вісник Харківського нац. техн. університету сільського господарства. – Харків, 2010. – Вип. 100. – С. 127-133.
2. Аулін, В.В. Зміна властивостей оливи при електротрибохімічному відновленні робочих поверхонь деталей дизелів [Текст] / В.В. Аулін, М.Ф. Семенюк, С.В. Лисенко, О.В. Кузик // Проблеми трибології (Problems of tribology). - Хмельницьк: ХНУ, 2009. – №1. – С. 68-78.
3. Аулін, В.В. Теоретичне обґрунтування зміни режимів тертя в циліндро-поршневій групі ДВЗ [Текст] / В.В. Аулін, С.В. Лисенко, О.В. Кузик // Проблеми трибології (Problems of tribology). Хмельницький: ХНУ, 2010. - №3. – С. 46-54.
4. Аулін, В.В. Дослідження властивостей моторної оливи в процесі експлуатації дизелів [Текст] / В.В. Аулін, С.В. Лисенко, О.В. Кузик // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць Кіровоградського національного технічного університету. – Кіровоград: КНТУ, 2009. – Вип. 22.
5. Погодаев, Л.И. Материалы. Пары трения ДВС. Смазочные композиции [Текст] / Л.И. Погодаев, В.Н. Кузьмин, П.П. Дудко. – СПб.: Академия транспорта Российской Федерации, 2001. – 304 с.
6. Кравец, И.А. Ремонтная регенерация трибосистем [Текст] / И.А. Кравец. – Т.: Изд-во Бережанского агротехн. института, 2003. – 284 с.
7. Повышение ресурса технических систем путем использования электрических и магнитных полей [Текст]: монография / Е.Е. Александров, И.А. Кравец, Е.Н. Лысиков [и др.]. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. – 544 с.

8. Аметов, В.А. Активация моторного масла магнитным полем [Текст] / В.А. Аметов, Ю.С. Саркисов, П.П. Горленко [и др] // Автомобильная промышленность. – 2006. – №6. – С. 31-34.
9. Григоров, А.Б. Диэлектрическая проницаемость как комплексный показатель, характеризующий изменение качества моторных масел в процессе их эксплуатации [Текст] / А.Б. Григоров, П.В. Карножицкий, С.А. Слободской // Вестник национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – №25. – С. 169-175.
10. Григоров, А.Б. Изменение диэлектрической проницаемости дизельных моторных масел в эксплуатации [Текст] / А.Б. Григоров, П.В. Карножицкий, И.С. Наглюк // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ, 2007. – № 20. – С. 95-97.
11. Кузик, О.В. Методи технічної реалізації модифікування композиційних оливи накладанням електричного і магнітного полів та методики досліджень режимів тертя в сполученнях деталей [Текст] / О.В. Кузик // Загальнодерж. міжв. наук.-техн. зб. / Конструювання, виробництво та експлуатація сільсько-госп. машин. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – Вип. 41, ч. II. – С. 221-227.
12. Аулін, В.В. Вплив модифікування композиційних моторних оливи магнітним полем на триботехнічні характеристики робочих поверхонь деталей [Текст] / В.В. Аулін, О.В. Кузик, О.Д. Мартиненко // Вісник Харківського нац. техн. університету сільск. господарства ім. П.Василенка / Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні. – Харків. 2011. – Вип. 118. – С. 268-273.
13. Пристрій для обробки речовин в магнітному полі [Текст]: пат. 74659 Україна, МПК(2012) F02M 27/04. / Аулін В.В., Кузик О.В., Лисенко С.В., Бобрицький В.М., Тихий А.А., Голуб Д.В., Слонь В.В., Лівіцький О.М.; КНТУ. – №u201203538; заявл. 6.03.2012; опубл. 12.11.2012; Бюл. № 21.
14. Спосіб керування зносом трибосполучень деталей [Текст]: пат. 69658 Україна, МПК(2009) P01M 7/00; B23H5/00 / Аулін В.В., Кузик О.В., Лисенко С.В., Бобрицький В.М.; КНТУ. – №u201112126; заявл. 17.10.2011; опубл. 10.05.2012; Бюл. № 9.

Рецензент д-р техн. наук, професор М.П. Ремарчук

Аулін Віктор Васильович, канд. фіз.-мат., професор кафедри експлуатації та ремонту машин Кіровоградського національного технічного університету, м. Кіровоград, Україна, просп. Університетський 8, м. Кіровоград, Україна, 61050. тел. +38-095-055-74-11. E-mail: aulin52@mail.ru.

Кузик Олександр Володимирович, канд. техн. наук, старший викладач кафедри матеріалознавства та ливарного виробництва Кіровоградського національного технічного університету, м. Кіровоград, Україна, просп. Університетський 8, м. Кіровоград, Україна.

Лисенко Сергій Володимирович, канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту машин Кіровоградського національного технічного університету, м. Кіровоград, Україна, просп. Університетський 8, м. Кіровоград, Україна.

Aulin Victor Vasilivich, Cand. of Physics and Mathematics sciences, Professor, Department of "Maintenance and repair of machines", Kirovograd National Technical University, Kirovograd, Ukraine ave. University 8 m. Kirovograd, Ukraine, 61050. tel. 095-055-74-11. E-mail: aulin52@mail.ru.

Kuzyk Alexander Volodimirovich, Cand. of techn. Sciences, Department of "Materials and foundry", Kirovograd National Technical University, Kirovograd, Ukraine, ave. University 8 m. Kirovograd, Ukraine.

Lysenko Sergiy Volodimirovich, Cand. of techn. Sciences, Department of "Maintenance and repair of machines", Kirovograd National Technical University, Kirovograd, Ukraine ave. University 8 m. Kirovograd, Ukraine.

УДК 343.148:656.082

ВИЗНАЧЕННЯ ПИТОМОГО ОПОРУ РУХУ СПЕЦІАЛЬНОГО САМОХІДНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИМ МЕТОДОМ

Кандидати техн. наук Я.В. Болжеларський, С.С. Довганюк, О.С. Набоченко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ СПЕЦИАЛЬНОГО САМОХОДНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ МЕТОДОМ

Кандидаты техн. наук Я.В. Болжеларский, С.С. Довганюк, О.С. Набоченко

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF SPECIFIC ROLLING RESISTANCE OF MOVEMENT OF SPECIAL SELF-PROPELLED ROLLING STOCK

Cand. of techn. sciences Y.V. Bolzhelarsky, S.S. Dovyanyuk, O.S. Nabochenko

Розглянуто методи експериментального визначення опору руху рухомого складу залізниць та встановлено аналітичний вигляд залежності питомого опору руху дрезини ДГК-М1 у режимі холостого ходу від швидкості руху. Результати дослідження можуть бути використані у тягових розрахунках спеціального самохідного рухомого складу, у тому числі при виконанні судових залізнично-транспортних експертиз та проведенні службових розслідувань.

Ключові слова: спеціальний самохідний рухомий склад; тягові розрахунки; рівняння руху поїзда; питомий опір руху; судова залізнично-транспортна експертиза; службове розслідування.

Рассмотрены методы экспериментального определения сопротивления движению подвижного состава железных дорог и в аналитическом виде установлена зависимость удельного сопротивления движению дрезины ДГК-М1 в режиме холостого хода от скорости движения. Результаты исследований могут быть использованы в тяговых расчетах специального самоходного подвижного состава, при выполнении судебных железнодорожно-транспортных экспертиз и проведении служебных расследований.

Ключевые слова: специальный самоходный подвижной состав; тяговые расчеты; уравнение движения поезда; удельное сопротивление движению; судебная железнодорожно-транспортная экспертиза; служебное расследование.

The problem of improving the traction calculations accuracy of special self-propelled rolling stock is considered in the paper.

The information about rolling resistance value of self-propelled rolling stock is insufficient for braking distance calculation. Only the range of rolling resistance values is known and this is makes impossible to establish extract braking distance value. This problem is relevant to forensic railway expertise and to internal investigation of railway accidents.

The methods of experimental determination of rolling resistance are considered. The rolling method with kinetic energy measurement is used.

The rolling resistance of DGK-M1-type railcar is calculated. The statistical data processing is fulfilled and the analytic dependence of rolling resistance for range of speeds is established.

The results of research may be used in forensic railway expertise and during internal investigation of rail accident.

Key words: special self-propelled rolling stock; traction calculations; the equation of motion of the train; specific rolling resistance; forensic expertise; internal investigation.

Вступ. Теорія тяги поїздів, до якої відносяться дані дослідження, дозволяє вирішувати широке коло практичних завдань з підвищення ефективності експлуатації

залізниць, розраховувати основні параметри нових ліній, ділянок колії при переводі їх на новий вид тяги, визначати основні вимоги до нових типів рухомого складу та ін. При тягових

розрахунках визначають сили, що діють на рухомий склад, оцінюють їх вплив на характер руху та ін. Теорія тяги поїздів дозволяє встановлювати швидкість руху у будь-якій точці шляху з урахуванням вимог безпеки руху та часу ходу по ділянці, визначати витрати електроенергії та дизельного палива, виконувати гальмівні розрахунки [1].

В основі тягових розрахунків лежить розв'язання рівняння руху поїзда, яке має узагальнений вигляд

$$\frac{dv}{dt} = \zeta \cdot f(v), \quad (1)$$

де v - швидкість руху; t - час; ζ - сповільнення рухомого складу під дією питомої сповільнюючої сили, км/год²; $f(v)$ - питома рівнодійна сила, Н/кН.

Складові питомої рівнодійної сили $f(v)$ залежать від режиму руху:

- для режиму тяги

$$f(v) = f_d(v) - w_d(v);$$

- для режиму холостого ходу

$$f(v) = -w_d(v);$$

- для режиму гальмування

$$f(v) = -w_d(v) - b_r(v),$$

де $f_d(v)$ - питома дотична сила тяги, Н/кН;
 $w_d(v)$ - повний питомий дотичний опір руху, Н/кН;
 $b_r(v)$ - питома гальмівна сила, Н/кН.

Повний питомий дотичний опір руху має ряд складових (основний питомий опір, питомий опір у режимі холостого ходу, питомий опір від ухилу, від кривої і т.і.), які діють постійно або у конкретних умовах [1, 4-7]. Наприклад, випадку руху тягової одиниці (локомотива, моторвагонного поїзда, спеціального самохідного рухомого складу) у режимі холостого ходу (вибігу) по прямій рівній ділянці колії у безвітряну погоду при плюсовій температурі оточуючого повітря повний дотичний питомий опір руху буде рівним питомому опору руху у режимі холостого ходу:

$$w_d(v) = w_x(v).$$

Для локомотивів, вагонів та моторвагонного рухомого складу формули для визначення питомого опору руху у режимі холостого ходу наведені у [2-4]. Вони мають вигляд

$$w_x = A + B \cdot v + C \cdot v^2, \quad (2)$$

де A, B, C - коефіцієнти, які залежать від типу рухомого складу.

Однак для спеціального самохідного рухомого складу коефіцієнти A, B, C у спеціалізованій технічній літературі відсутні, що не дозволяє з достатньою точністю виконувати тягові розрахунки.

Постановка проблеми. У статті вирішується науково-технічна проблема підвищення точності тягових розрахунків спеціального самохідного рухомого складу. Вказана проблема має безпосереднє відношення до розвитку теорії тяги поїздів, а також є кроком до вирішення практичних завдань, які виникають при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз та службового розслідування випадків зіткнень рухомого складу і пов'язані з розрахунками гальмівного шляху та встановленням можливості запобігання зіткненню.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питанням визначення опору руху рухомого складу присвячена значна кількість праць, серед яких слід відзначити праці [1, 4-7]. У них висвітлені теоретичні засади визначення опору руху, розкрита сутність фізичних явищ, які виникають у точці контакту колеса з рейкою та в екіпажній частині рухомого складу і призводять до виникнення сил опору. У [5-6] наведені методи дослідного визначення опору руху рухомого складу та результати досліджень (розрахункові формули), які увійшли до нормативно-довідкової літератури з тяги поїздів [2-4]. Однак спеціальному самохідному рухомому складу при цьому приділена недостатня увага. У [2-4] відсутні розрахункові формули для визначення опору руху колійних машин та дрезин. У [8] відзначено, що діапазон значень питомого опору руху у режимі холостого ходу колійних машин та дрезин для швидкостей руху 0...80 км/год знаходиться у межах 1,2...2,67 Н/кН. Це не дозволяє з необхідною точністю виконувати гальмівні розрахунки для встановлення технічної

можливості запобігання залізнично-транспортній пригоді. У той же час досвід проведення авторами судових залізнично-транспортних експертиз у Львівському науково-дослідному інституті судових експертиз Міністерства юстиції України (з 2000 року) свідчить про значну кількість залізнично-транспортних пригод з дрезинами та колійними машинами різних типів, що визначає актуальність проведених досліджень.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення точності тягових розрахунків спеціального самохідного рухомого складу.

Завданням дослідження є встановлення експериментальним методом залежності питомого опору руху в режимі холостого ходу від швидкості $w_x = f(v)$ дрезини ДГК М1. Дрезини вказаного типу широко використовуються у колійному господарстві [8, 9].

Основна частина дослідження. Вимірювання опору проводиться двома методами: скочуванням (без безпосереднього вимірювання сили) та безпосереднім вимірюванням сили (за допомогою динамометричного вагона). Сутність та теоретичні положення, які покладені в основу вказаних методів, викладені у [5-7] і були розроблені ще на початковому етапі розвитку теорії тяги поїздів [10]. Кожен метод має два варіанти: в одному варіанті вимірюється сповільнення у момент спостереження, в іншому варіанті вимірюється зміна кінетичної енергії на деякому шляху.

Для локомотивів більш прийнятним способом є метод скочування, оскільки при цьому точніше враховується опір повітряного середовища і відсутній вплив повздовжньої сили тяги, яка діє на автозчехах [5]. Таке твердження справедливо і для дрезин, які у переважній більшості випадків рухаються самостійно або виконують роль локомотива.

Розглянемо основні теоретичні положення, які покладені в основу методу скочування з вимірюванням прискорення. Прийmemo частковий випадок руху тягової одиниці спеціального самохідного рухомого складу (наприклад, дрезини) по прямій рівній ділянці колії при відсутності впливу бокового вітру та низької температури оточуючого повітря. У такому разі рівняння (1) може бути записано у вигляді

$$\frac{dv}{dt} = -\zeta \cdot w_x(v).$$

Перепишемо рівняння (1) у вигляді:

$$dt = -\frac{1}{\zeta} \frac{dv}{w_x(v)}. \quad (3)$$

Інтегруючи рівняння (3) у межах часу від t_n до t_{n+1} та відповідних цим моментам часу межах швидкості v_n та v_{n+1} , отримуємо залежність:

$$\int_{t_n}^{t_{n+1}} dt = -\frac{1}{\zeta} \int_{v_n}^{v_{n+1}} \frac{dv}{w_x(v)},$$

або

$$t_{n+1} - t_n = -\frac{1}{\zeta} \int_{v_n}^{v_{n+1}} \frac{dv}{w_x(v)}. \quad (4)$$

При спрощеному аналітичному інтегруванні рівняння руху поїзда (1) значення $w_x(v)$ у межах інтервалу швидкості $v_n \dots v_{n+1}$ приймають сталим. Тоді з рівняння (4) отримаємо

$$t_{n+1} - t_n = -\frac{1}{\zeta} \int_{v_n}^{v_{n+1}} \frac{dv}{w_x(v)} = -\frac{1}{\zeta \cdot w_{xn}} \int_{v_n}^{v_{n+1}} dv,$$

звідки

$$\Delta t_n = -\frac{\Delta v_n}{\zeta \cdot w_{xn}},$$

де Δv_n - приріст швидкості у n -ому інтервалі у км/год; Δt_n - приріст часу у n -ому інтервалі у секундах.

Для значення $\zeta = 120$ км/год² та при вираженні швидкості у км/год, а часу в секундах, отримаємо

$$w_{xn} = -\Delta v_n \cdot \frac{30}{\Delta t_n} \cdot \frac{120}{\zeta} = -\Delta v_n \frac{30}{\Delta t_n}, \quad (5)$$

З рівняння (5) виходить, що питома зовнішня рівнодіюча сила у Н/кН, що діє на одиницю рухомого складу (або поїзд), за своєю абсолютною величиною і за знаком дорівнює приросту швидкості у напрямку даної сили у км/год за 30 секунд.

Необхідно відзначити, що залежність (5) часто застосовується у практиці тягових розрахунків, але вона виведена з рівняння руху поїзда при двох припущеннях.

Перше припущення полягає у тому, що сила у межах зміни швидкості Δv за час Δt залишається сталою. Це припущення є природним, оскільки завжди можна підібрати настільки малий приріст часу Δt , щоб похибка у вимірюванні сили була менше допустимої і менше похибки у вимірюванні часу.

Друге припущення, як це видно з самої формули, полягає у тому, що прискорення поїзда ζ від дії одиничної питомої сили прийнято рівним 120 км/год². У дійсності ж дана величина в залежності від типу рухомого складу та від навантаження змінюється у межах 107...121 км/год² [2]. Похибка при цьому не перевищує 5%.

Можна запропонувати наступний практичний спосіб визначення питомого опору руху одиниці рухомого складу, заснований на використанні формули (5) дозволяє застосувати практичний спосіб, який полягає у наступному.

Одиниця рухомого складу розганяється локомотивом (або самостійно – при наявності енергетичної установки) до певної швидкості і на деякому відомому одноманітному профілі послідовно у режимі вибігу проходить у

проміжки часу t_1, t_2, \dots, t_n , рівні відстані Δs , які обмежені пунктами a, b, \dots, i т.д., тобто відстань Δs від a до b за час t_1 , відстань Δs від b до v за час t_2 , відстань Δs від v до z за час t_3 і т.д. Візьмемо відрізок шляху від b до v , що був пройдений за час t_2 і визначимо для нього середню швидкість v_2 та питому силу опору. Очевидно, що

$$v_2 = 3,6 \frac{\Delta s}{t_2},$$

і в загальному

$$v_n = 3,6 \frac{\Delta s}{t_n}.$$

Приймаємо, що сила, яка діє у межах a до v (як вказувалось вище), є сталою. Тоді швидкість у точках b та v визначиться як

$$v_b = 2 \cdot 3,6 \frac{\Delta s}{t_1 + t_2};$$

$$v_v = 2 \cdot 3,6 \frac{\Delta s}{t_2 + t_3}.$$

Відповідно, зміна швидкості за час t_2 буде дорівнювати

$$v_v - v_b = 2 \cdot 3,6 \left(\frac{\Delta s}{t_2 + t_3} - \frac{\Delta s}{t_1 + t_2} \right) = 2 \cdot 3,6 \cdot \frac{\Delta s (t_1 - t_3)}{(t_1 - t_2)(t_2 - t_3)},$$

а сила опору, відповідно до формули (5), дорівнює

$$w_x = \frac{120 \cdot 1,8 \cdot \Delta s \cdot (t_3 - t_1)}{t_2 (t_1 + t_2)(t_2 + t_3)}.$$

Якщо одиниця рухомого складу за один заїзд пройде n послідовних рівних елементів колії з вимірюванням часу проходження кожного елемента, то за цей заїзд отримаємо $(n - 2)$

значень при значеннях швидкості (що послідовно зменшуються (чи збільшуються)).

Варіантом даного методу є метод скочування з вимірюванням кінетичної енергії.

Для отримання залежності $v(s)$ помножимо обидві частини рівняння (3) на v . Враховуючи $v dt = ds$, можна записати

$$ds = - \frac{1}{\zeta w_x(v)} v dv.$$

Інтегруючи даний вираз у межах шляху s_n та s_{n+1} і відповідних до цих точок шляху межах швидкості v_n та v_{n+1} , отримуємо залежність

$$\int_{s_n}^{s_{n+1}} ds = -\frac{1}{\zeta} \int_{v_n}^{v_{n+1}} \frac{v dv}{w_x(v)},$$

або

$$s_{n+1} - s_n = -\frac{1}{\zeta} \int_{v_n}^{v_{n+1}} \frac{v dv}{w_x(v)}. \quad (6)$$

З рівняння (6) при сталому значенні w_{xn} у n -ому інтервалі отримаємо

$$\Delta s_n = \frac{1}{120 \cdot w_{xn}} \int_{v_n}^{v_{n+1}} v dv = \frac{v_{n+1}^2 - v_n^2}{2 \cdot 120 \cdot w_{xn}},$$

якщо s – у км, або

$$\Delta s_n = \frac{1000(v_{n+1}^2 - v_n^2)}{2 \cdot 120 \cdot w_{xn}} = \frac{4,17(v_{n+1}^2 - v_n^2)}{w_{xn}}, \quad (7)$$

якщо s – у м.

З рівняння (7)

$$w_{xn} = -\frac{4,17(v_{n+1}^2 - v_n^2)}{\Delta s_n}, \quad (8)$$

де s – в м.

З формули (8) випливає, що величину опору можна визначити, як середню у межах швидкостей v_{n+1} та v_n скочуванням на деякій ділянці колії довжиною Δs . При цьому потрібно лише вимірювати швидкість на кінцях даної ділянки і знати довжину ділянки. Вимірювання швидкості можуть бути менш точними, ніж при першому варіанті, якщо різницю v_{n+1} та v_n зробити досить великою, наприклад 10 км/год.

Формула (8) є справедливою не лише при постійній силі, але й при силі, що пов'язана зі швидкістю лінійною залежністю. Оскільки залежність сили опору w_x від швидкості є

близькою до лінійної, то формулу (8) можна на практиці застосовувати у досить широких межах швидкостей для зменшення відносної похибки. Потрібно мати на увазі, що у формулі (8) коефіцієнт 4,17 дорівнює $500/\zeta$ при $\zeta=120$. Якщо ζ приймається не 120, то необхідно ввести відповідну поправку. З цією метою перепишемо формулу (8) у вигляді:

$$w_{xn} = -\frac{500 \cdot (v_{n+1}^2 - v_n^2)}{\zeta \cdot \Delta s_n}. \quad (9)$$

З використанням теоретичних положень, що наведені вище, дослідним шляхом визначено основний питомий опір руху дрезини ДГК-М1.

Як уже було показано величина ζ залежить від коефіцієнта інерції обертових мас і для різних типів рухомого складу наведена у [2]. Оскільки будова трансмісії дрезини ДГК-М1 подібна до трансмісії дизель-поїздів (гідралічна передача, карданний привід колісних пар, кутові осьові редуктори), то для подальших розрахунків може бути прийнято $\zeta = 116$ км/год² [2, 11, 12]. При підстановці даного значення у (10), отримаємо кінцеву формулу для розрахунку величини основного питомого опору в інтервалі швидкостей $v_n \dots v_{n+1}$:

$$w_{xn} = -\frac{4,31 \cdot (v_{n+1}^2 - v_n^2)}{\Delta s_n}. \quad (10)$$

Для визначення відстані s , на якій відбувається зміна швидкості від v_n до v_{n+1} було проведено вісім заїздів дрезини ДГК-М1 на прямій ділянці колії з нульовим ухилом.

Фіксація відстані та швидкості проводилась з використанням GPS-датчика смартфона GSmart G1355 та програмного забезпечення Live GPS Tracker (у вільному доступі), яке дозволяє у режимі реального часу відслідковувати швидкість руху та пройденої відстань. На початку випробувань (при пробних заїздах) була здійснена звірка показів GPS – датчика та штатного електронного швидкостеміра дрезини. При цьому встановлено, що покази даних пристроїв співпадають. Інтервал зміни швидкості

Загальні питання транспортних та будівельних технологій

становив 10 км/год, початкова швидкість, з якої розпочиналася фіксація відстані, складала 20 км/год, заїзди проводились в обох напрямках. Дрезина розганялася до швидкості, дещо вищої 20 км/год, при якій включався відлік відстані.

Результати, що отримані при заїздах, наведені у табл. 1. Заїзди під непарними номерами здійснені по лічбі кілометрів, з парними номерами – проти лічби кілометрів для компенсації неточності вимірювання профілю та впливу опору від вітру.

Таблиця 1

v, км/год	Значення пройденої відстані від початку відліку (або від попереднього значення швидкості) для заїзду							
	1	2	3	4	5	6	7	8
20	0,36	0,15	0,17	0,14	0,21	0,13	0,1	0,13
15	0,78	0,45	0,56	0,45	0,42	0,36	0,51	0,5
10	1,44	0,78	1,11	0,65	1,08	0,51	0,94	0,71
5	1,84	0,95	1,45	0,79	1,49	0,61	1,65	0,84
0	2,07	1,02	1,61	0,83	1,72	0,64	1,84	0,88

Отримані значення дозволяють за формулою (11) розрахувати основний питомий опір руху дрезини для середнього значення швидкості у інтервалі. Наведемо детальний розрахунок для інтервалу швидкості 20...10 км/год (середня швидкість руху в інтервалі 15 км/год).

Відстань, яка пройдена за даний інтервал зміни швидкості

$$s = 1,44 - 0,36 = 1,08 \text{ км} = 1080 \text{ м.}$$

Основний питомий опір руху в даному інтервалі швидкостей

$$w_x = - \frac{4,31 \cdot (10^2 - 20^2)}{1080} = 1,197 \text{ Н/кН.}$$

Подальші розрахунки зведемо до табл.2.

Таблиця 2

v, км/год	Значення основного питомого опору w_x , Н/кН, для заїзду							
	1	2	3	4	5	6	7	8
15	1,197	2,052	1,375	1,375	2,535	1,486	0,4913	0,7499
10	0,8132	1,724	0,9685	0,9685	2,535	0,8056	0,2155	0,2930
5	0,6841	1,795	0,8620	0,862	2,394	0,6734	0,0560	0,0732

Як видно з результатів розрахунку, у 5-ому заїзді значення питомого опору для усіх швидкостей є максимальними, а у 7-ому – мінімальними, що може свідчити про значне відхилення фактичної швидкості на початку замірів від значення 20 км/год.

На основі даних табл. 2 встановлено середнє значення основного питомого опору

для усіх заїздів крім 5-го та 7-ого і отримана залежність $w_x = f(v)$ у табличній формі (табл. 3).

За даними табл. 3 побудована графічна залежність $w_x(v)$, яка наведена на рис. 1.

Таблиця 3

v, км/год	15	10	5
w_x , Н/кН	1,647	1,115	0,9901

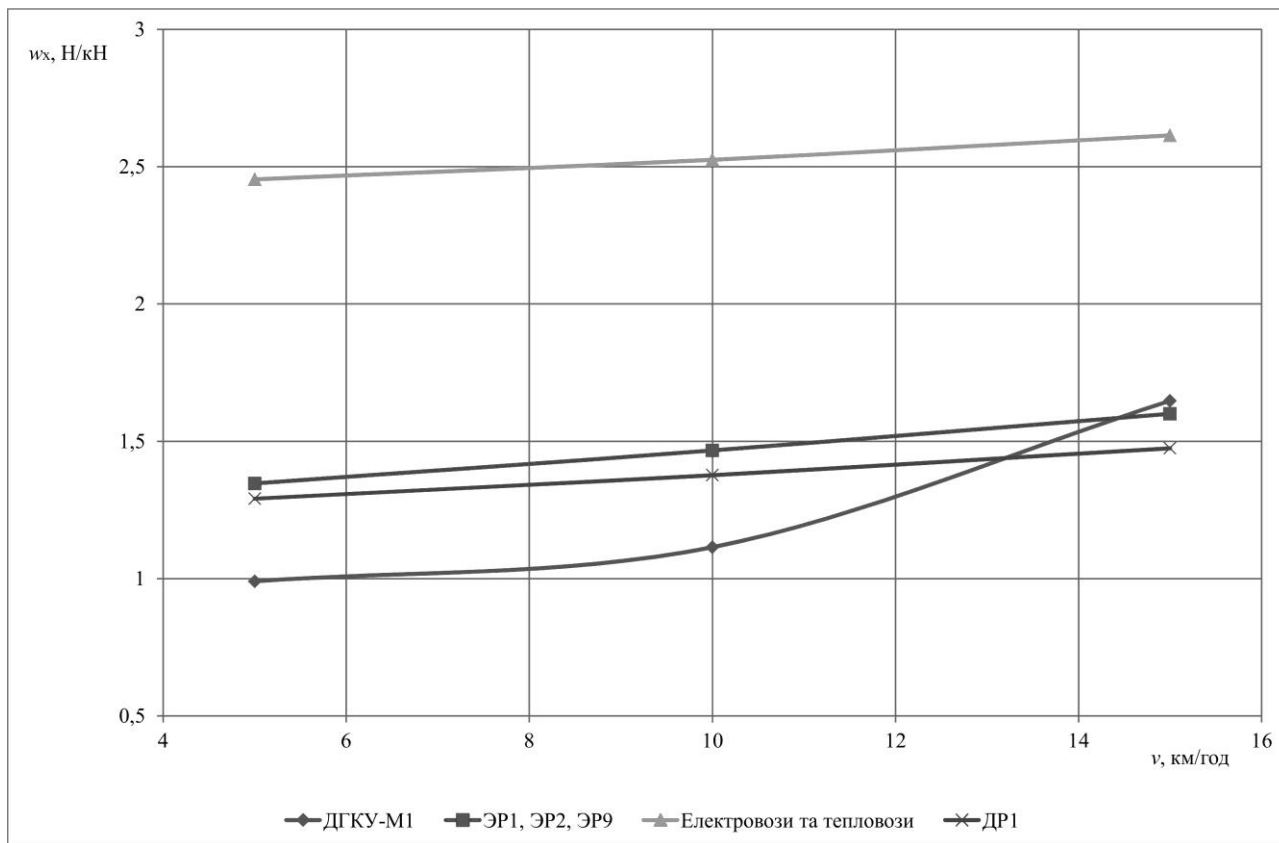


Рис. 1

Шляхом апроксимації даних встановлено, що залежність може бути описана виразом

$$w_x = 1,274 - 0,0976v + 0,0082v^2.$$

Для порівняння на рис. 1 наведені також залежності $w_x = f(v)$ для інших типів рухомого складу, які побудовані на основі формул для визначення питомого опору руху у режимі холостого ходу, що наведені у [2].

З рис. 1 видно, що питомий опір руху дрезини ДГК-М1 є близьким за значенням до опору руху дизель-поїздів та електропоїздів і значно менший, ніж питомий опір руху локомотивів.

Висновки з дослідження, перспективи, подальший розвиток. Таким чином, у результаті проведених досліджень отримана емпірична залежність $w_x = f(v)$ для дрезини

ДГК-М1, яка дозволяє визначати основний питомий опір руху даної дрезини у режимі холостого ходу, що підвищить точність тягових розрахунків вказаного типу спеціального самохідного рухомого складу, тобто поставлена мета досягнута.

При дослідженнях встановлено зручність і доцільність використання сучасних пристроїв GPS-навігації для вимірювання швидкості та пройденої відстані.

Запропонований метод може бути використаний для встановлення аналогічних аналітичних виразів для інших типів спеціального самохідного рухомого складу. З метою подальшого розвитку даного методу доцільним є встановлення точного значення сповільнення спеціального самохідного рухомого складу під дією питомої сповільнюючої сили ζ , що вимагає окремих досліджень.

Список використаних джерел

1. Осипов, С.И. Основы тяги поездов [Текст]: учебник для студентов техникумов и колледжей ж.-д. тр-та / С.И. Осипов, С.С. Осипов. – М.: УМК МПС России, 2000. – 592 с.
2. Правила тяговых расчетов для поездной работы [Текст]. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.
3. Гребенюк, П.Т. Тяговые расчеты [Текст]: справочник / П.Т. Гребенюк, А.Н. Долганов, А.И. Скворцова; под ред. П.Т. Гребенюка. – М.: Транспорт, 1987. – 272 с.
4. Шелест, П.А. Тяговые расчеты тепловозов промышленного транспорта [Текст]/ П.А. Шелест. – М.: Транспорт, 1972. – 160 с.
5. Бабичков, А.М. Тяга поездов и тяговые расчеты [Текст]/ А.М. Бабичков, П.А. Гурский, А.П. Новиков. – М.: Транспорт, 1971. – 280 с.
6. Розенфельд, В.Е. Теория электрической тяги [Текст] / В.Е. Розенфельд, И.П. Исаев, Н.Н. Сидоров, М.И. Озеров; под ред. И.П. Исаева. – М.: Транспорт, 1995. – 294 с.
7. Сопротивление движению железнодорожного подвижного состава [Текст] // Труды ЦНИИ МПС. – М.: Транспорт, 1966. – Вып. 311. – 178 с.
8. Соломонов, С.А. Путевые машины [Текст]: учебник для вузов ж.-д. тр-та / С.А. Соломонов [и др.]; под ред. С.А. Соломонова. – М.: Желдориздат, 2000. – 756 с.
9. Воробьев, В.В. Автотрисы и автодрезины: Управление и обслуживание [Текст]: иллюстрир. пособие / В.В. Воробьев, М.А. Самсонов, В.Е. Чекулаев. – М.: Транспорт, 1987. – 215 с.
10. Бабичков, А.М. Тяга поездов. Теория, расчеты, испытания [Текст] / А.М. Бабичков, В.Ф. Егорченко. – М.: Трансжелдориздат, 1938. – 462 с.
11. Путевые машины и механизмы [Текст]: отраслевой каталог. 18.3-82. Часть 1. – М.: Центральный научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований по тяжелому и транспортному машиностроению, 1982. – 87 с.
12. Лернер, Б.М. Дизель-поезда. Устройство, ремонт, эксплуатация [Текст]: учебник для ПТУ / Б.М. Лернер, Н.П. Ковалев, В.П. Лебедев, А.А. Курятников. – М.: Транспорт, 1982. – 279 с.

Рецензент д-р техн. наук, профессор Б.В. Гера

Болжеларський Ярослав Володимирович, канд. техн. наук, доцент кафедри рухомого складу і колії Львівської філії Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна; завідувач відділу залізнично-транспортних досліджень Львівського науково-дослідного інституту судових експертиз Міністерства юстиції України (за сумісництвом). Телефон 032 267-99-74 . e-mail: jarik76@mail.ru. Довганюк Степан Степанович, канд. техн. наук, доктор історичних наук, доцент, директор Львівської філії Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Телефон 032 267-99-74. e-mail: dovpanyuk@ukr.net.

Набоченко Ольга Сергіївна, канд. техн. наук, старший викладач кафедри рухомого складу і колії Львівської філії Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна; провідний науковий співробітник відділу залізнично-транспортних досліджень Львівського науково-дослідного інституту судових експертиз Міністерства юстиції України (за сумісництвом). Телефон 032 267-99-74 . e-mail: olganabochenko@mail.ru.

Bolzhelarsky Yaroslav Volodymyrovych, PhD, Associate Professor, Associate Professor of rolling stock and railway truck department of Dnipropetrovsk national university of railway transport named after academician V. Lasarian; head of railway research department of Lviv research Institute of forensic expertise (part-time). Tel: 032 267-99-74. e-mail: jarik76@mail.ru.

Dovganyuk Stepan Stepanovych, PhD, Associate Professor, director of Lviv branch of Dnipropetrovsk national university of railway transport named after academician V. Lasarian. Tel: 032 267-99-74. e-mail: dovpanyuk@ukr.net.

Nabochenko Olga Sergiivna, PhD, senior lecturer of rolling stock and railway truck department of Dnipropetrovsk national university of railway transport named after academician V. Lasarian; leading researcher of railway research department of Lviv research Institute of forensic expertise (part-time)/ Tel. 032 267-99-74 . e-mail: olganabochenko@mail.ru.

УДК629.11.01

ШАГАЮЩЕЕ КОЛЕСО «ТУК-ТУК»

Д-р техн. наук А.К. Кайнарбеков,
канд. техн. наук А.К. Танирбенгенров

КРОКУЮЧЕ КОЛЕСО «ТУК-ТУК»

Д-р техн. наук А.К. Кайнарбеков,
канд. техн. наук А.К. Танирбенгенров

STEPS WHEEL "Tuk Tuk"

Doct. of techn. sciences А.К. Kaynarbekov,
cand. of techn. sciences А.К. Tanirbengenrov

В статье рассмотрен и предложен вариант шагающего колеса «Тук - Тук» которое снабжено шестью жесткими спицами с дугообразными ступнями без всяких сочленений. Такое колесо без лишних усложнений конструкции, обеспечивает прямолинейность движения центра ступицы и мягкость приземления спицы и комфортность езды.

Ключевые слова: синтез, шагающее колесо, спица, дуги, ступица, прямолинейное движение.

У статті розглянуто та запропоновано варіант крокуючого колеса «Тук - Тук» яке забезпечене шістьма жорсткими спицями з дугоподібними ступнями без всяких зчленувань. Таке колесо без зайвих ускладнень конструкції, забезпечує прямолінійність руху центру маточини і м'якість приземлення спиці і комфортність їзди.

Ключові слова: синтез, крокуюче колесо, спиця, дуги, маточина, прямолінійний рух.

The article reviewed and offered the option of walking wheel "tuk - tuk" which is equipped with a six-spoke with stiff arched feet without any joints. Such a wheel without unnecessary complications design provides straightness of the center of the hub and spokes soft landing and driving comfort. Leg wheel "tuk-tuk" when driving on the road - on the plowed soil, the sand, the stubble, shows surprising results, as all its shortcomings become almost invisible. Under these conditions, the permeability is high. Wheel design is so simple that it can be stamped out of plastic materials such as nylon or even technical rubber goods. This wheel would be much safer and cheaper all kinds of wheels.

Keywords: synthesis, walking wheel, spoke, arch, nave, linear motion.

Для оценки комфортности езды различных конструкций колесного и гусеничного движителей рассмотрим идеальный случай, когда опорная поверхность твердая и идеально гладкая. При перекатывании по такой дороге колесо с круглым ободом не испытывает никаких внешних возмущений со стороны. Поэтому оно перекатывается легко в сторону действия силы тяги привода. Если подвижно установить на общую раму два, три или четыре таких колеса, то они друг на друга не оказывают никакого воздействия, то есть все аналогично перекатываются в сторону движения общей рамы, как одно тело.

Какое решение можно предложить, чтобы первоначальное колесо, без лишних усложнений конструкции, обеспечило бы прямолинейность движения центра ступицы и мягкость приземления спицы и комфортность езды?

Есть такое решение, которое следует проанализировать. Предлагается шагающее колесо, снабженное шестью жесткими спицами с дугообразными ступнями без всяких сочленений.

Шестиспицевое шагающее колесо нужно установить в устойчивое положение, как показано на рис. 1. Параметры колеса следующие:

Загальні питання транспортних та будівельних технологій

длина шага – $S = \text{ЦЦ} (м)$;

длина спицы – $R (м)$;

величина максимального отклонения центра ступицы от прямолинейной траектории – $\delta (м)$;

вес, падающий на ось колеса, – $G (Н)$;

угол между спицами – 60° .

Взаимозависимость этих параметров следующая:

$$G = 2N; \quad H = R \cdot \cos 30^\circ = 0,866 \cdot R; \quad S = R;$$

$$\delta = R - H = 0,134 \cdot R.$$

Для того, чтобы уменьшить величину δ_1 , проведем через центр O , радиус которой равен

$$\rho = R - \delta_1.$$

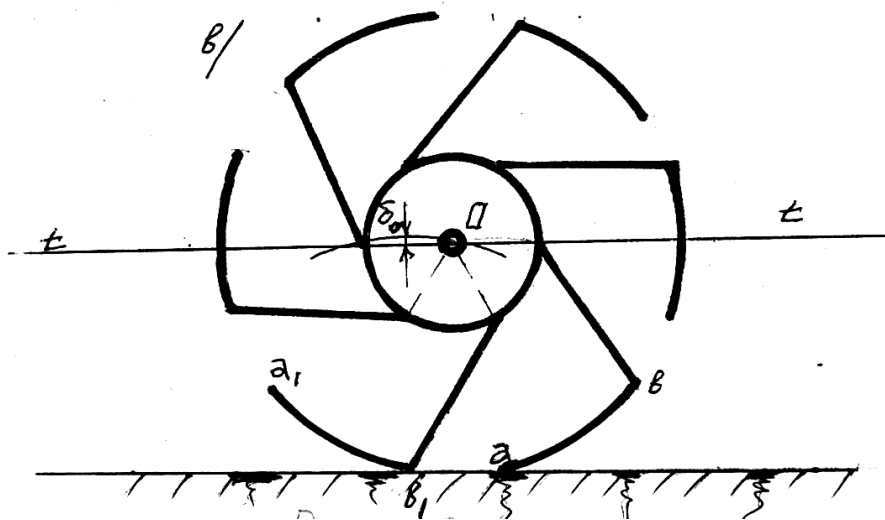
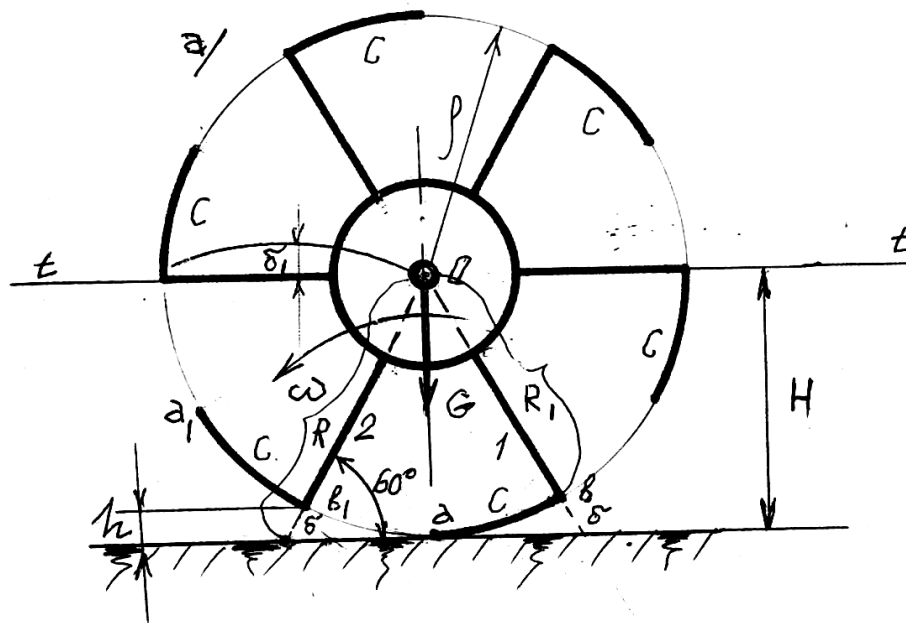


Рис. 1. Шагающее колесо «Тук-Тук»

Но есть дополнительное решение, которое резко уменьшит величину указанных параметров (рис. 1, в).

Изменить форму колеса можно путем изменения соединения голени с бедром. Если в первом случае (рис. 1, а) все направления спиц проходят через центр ступицы O , то на рис. 1, в их направления проходят мимо центра ступицы. Тогда длина шага в шагающем режиме уменьшится по сравнению с длиной шага в колесном режиме, т.е. $av_1 < av$. Сумма $(av_1 + av)$ составляет полный шаг шагающего колеса, который равен длине перемещения центра ступицы O по направлению $t-t$ при повороте спицы на угол 60° . Самое главное при этом резко уменьшается величина отклонения δ центра ступицы от прямолинейной траектории $t-t$, а следовательно, уменьшается высота падения h пятки наступающей спицы и это уже положительный результат.

Если это колесо приближенно обеспечивает требование прямолинейности движения центра ступицы O и минимальность высоты падения наступающей спицы, то можно бы остановиться на достигнутом. Конструкция колеса настолько проста, что его можно штамповать из полимерных материалов, таких

как технический капрон или даже техническая резина. Такое колесо было бы гораздо надежнее и дешевле всех видов колес.

Шагающее колесо «тук-тук» при езде по бездорожью – по вспаханной почве, по песку, по стерне, показывает удивительные результаты, т.к. все его недостатки практически становятся незаметными. В этих условиях проходимость будет высокой.

Если это так, то опишем сущность синтеза схемы этого колеса. Для этого необходимо задать исходные данные:

H – высота просвета (высота от поверхности дороги до центра ступицы);

δ – максимальная величина отклонения от прямолинейной траектории центра ступицы.

Остальные параметры колеса определяются в процессе проектирования.

Для шести спицевого колеса расчетная длина радиуса равна

$$R_0 = H/0,866.$$

Длина расчетного шага равна $S = R_0$.

Проведем окружность радиуса R_0 с центром в точке O (рис. 3).

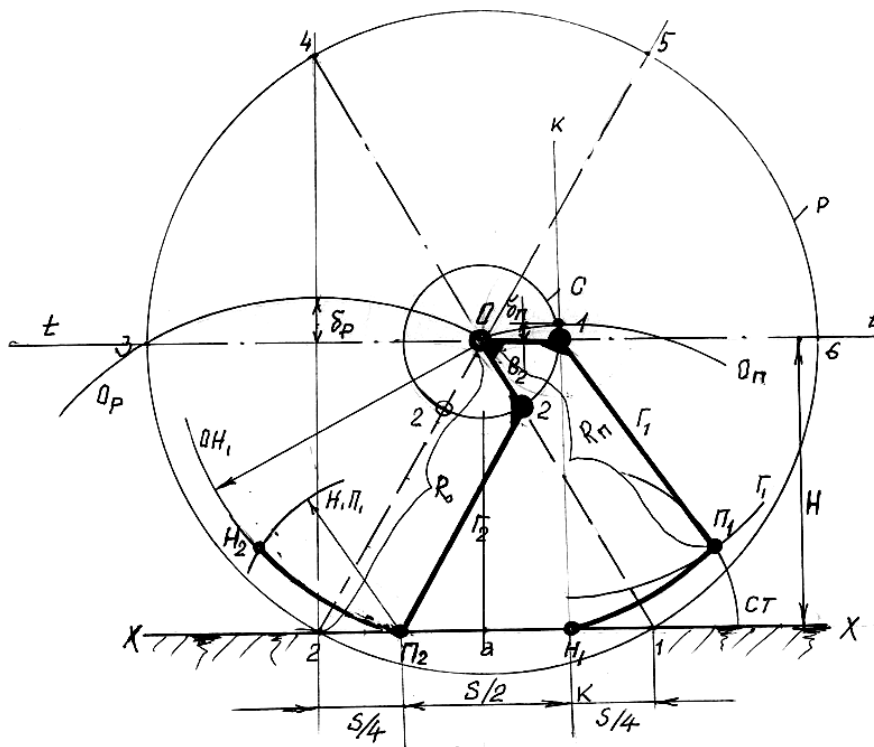


Рис. 3. К синтезу схемы шагающего колеса

Делим окружность на шесть равных частей: 1 – 2, 2 – 3, 3 – 4, 4 – 5, 5 – 6 (на чертеже радиусы R_0 окружности показаны пунктирными линиями). Через точки 1 и 2 пройдет линия опорной поверхности XX. Длина каждого шага шестиспицевого шагающего колеса $01, 02, 03, 04, 05$ и 06 равна расстоянию между двумя концевыми опорными точками смежных спиц. Например, длина расчетного шага между первой 01 и второй 02 спицами равна длине (S) отрезка 12 . Делим эту длину на четыре равные части

$$1H_1 = aH_1 = a\Pi_2 = 2\Pi_2.$$

Предполагается длина шага колесного режима ($2\Pi_2 + 1H_1$) равна длине шага ($\Pi_2 H_1$) шагового режима.

Будем считать, что жесткий расчетный радиус R_0 спицы 2 состоит из двух жестко соединенных частей: из бедра 02 и голени 22 .

Проведем дугу C окружности, радиус которой равен длине бедренной части 02 . На этой дуге делаем засечку из точки Π_2 радиусом, равным длине голенной части 22 , ставим точку 2. Найденная плоскость $02\Pi_2$ есть новое проектное положение второй спицы 2.

Относительно проектного радиуса R_{Π} находим другие параметры колеса.

Для определения положений первой спицы от точки 2 бедра, лежащей на окружности C отложим угол 60° , и проведем прямую относительно центра ступицы O . В пересечении этой прямой с дугой окружности C находим точку I бедренной части первой спицы.

Из найденной точки бедра I проводим дугу Γ_1 радиуса $\Pi\Pi_1$, а из опорной точки H_1 проводим другую дугу CT радиуса $H_1\Pi_1 = S/2$. В пересечении этих дуг находим точку Π .

Таким образом, найденная плоскость $O\Pi\Pi_1 H_1$ является жесткой плоскостью первой спицы шагающего колеса. Первая спица в данный момент приземлена и касается опорной поверхности в точке носка H_1 , а точка пятки Π_1 приподнята. Отрезок $H_1\Pi_1$ является длиной ступни первой спицы, измеренной по хорде дуги CT . Кривизна дуги имеет радиус, равный длине просвета H .

Определим относительное положение ступни второй спицы, часть плоскости $02\Pi_2$ которой уже известна. Для этого проводим дугу радиуса $H_1\Pi_1$ с центром в точке Π_2 пятки. Относительно центра ступицы O проведем дугу OH_1 радиусом, равным длине отрезка OH_1 . Эти дуги пересекаются в точке H_2 , являющейся носком ступни $H_2\Pi_2$.

Таким образом найдены положения плоскостей первой и второй спицы проектируемой схемы шагающего колеса в устойчивом положении на двух опорных точках пятки Π_2 и носка H_1 .

Остальные четыре спицы строятся по размерам найденных двух спиц. Относительные положения элементов спиц одинаковые.

На рис. 4 показана схема шагающего колеса в положении, когда оно некоторое время остается на одной опоре. Лабораторный образец шагающего колеса «тук-тук» показан на рис. 5.

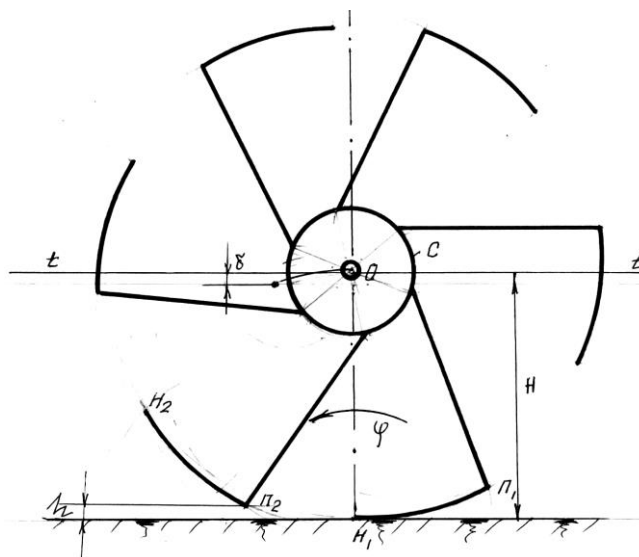


Рис. 4. К синтезу схемы шагающего колеса «Тук-Тук»



Рис. 5. Лабораторний образец шагающего колеса «тук-тук»

Увеличение длины шага шагающего режима по сравнению с длиной шага колесного режима приводит к увеличению величины отклонения центра ступицы δ от прямолинейной траектории. При этом ударное приземление спиц становится ощутимым. И наоборот, увеличение длины шага колесного режима по сравнению с длиной шага шагающего режима приводит к уменьшению δ . Колесо при этом катится легко и звук

жесткого удара спиц при приземлении уменьшается. Шагающее колесо по форме приближается к своему предшественнику – колесу с круглым ободом, поэтому степень проходимости снижается.

Проектировщику шагающего колеса «тук-тук» представляется широкая возможность выбора оптимальных значений параметров.

Список использованных источников

1. Кайнарбеков, А.К. Синтез схемы шагающего колеса [Текст] / А.К. Кайнарбеков, А.М. Муратов, Р.И. Сазанбаева, Ж.Ж. Антонова. – Алматы, 2007.
2. Муратов, А.М. Синтез строения замкнутых кинематических цепей без избыточной связи [Текст] / А.М. Муратов, Р.И. Сазанбаева, Т.О. Мусин // Вестник КазАТК. – 2001. – №5.
3. Кайнарбеков, А.К. Хикаят шагающего колеса [Текст] / А.К. Кайнарбеков, А.М. Муратов, А.Д. Омаров // LAP LAMBERT Academic Publishing. – Германия, 2014.

Кайнарбеков А.К., д-р техн. наук, професор ГУТiП ім. Д.А. Кунаева (Алматы, Республика Казахстан). E-mail:kups1@mail.ru.

Танирбенгенров А.К., канд. техн. наук, доцент ГУТiП ім. Д.А. Кунаева (Алматы, Республика Казахстан). E-mail:kups1@mail.ru.

Kaynarbekov A.K., doct. of techn. sciences, professor at the Institute of Communications GUTiP them. D.Kunaev (Almaty, Kazakhstan).

Tanirbengenrov A.K., candidate. tehn. sciences, assoc. at the Institute of Communications GUTiP them. D.Kunaev (Almaty, Kazakhstan).

УДК 625.032

ИЗМЕНЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ В ПРОЦЕССЕ ПРИРАБОТКИ КОНТАКТИРУЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Кандидаты техн. наук С.В. Воронин, И.С. Грунык,
асп. А.В. Волков

ЗМІНА КОЕФІЦІЄНТА ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛЕСА З РЕЙКОЮ В ПРОЦЕСІ ПРИПРАЦЮВАННЯ КОНТАКТУЮЧИХ ПОВЕРХОНЬ

Кандидати техн. наук С.В. Воронін, І.С. Груник,
асп. О.В. Волков

CHANGES OF THE FRICTION WHEEL WITH THE RAIL DURING RUNNING OF THE CONTACTING SURFACES

Cand. of techn. sciences S.V. Voronin, I.S. Grunyk,
Graduate student O.V. Volkov

В статье приведен аналитический обзор и классификация существующего оборудования, которое используется для экспериментальных исследований фрикционных свойств и характеристик контакта "колесо-рельс". В работе дано описание лабораторного стенда для проведения экспериментальных исследований фрикционных характеристик контакта "колесо-рельс", а также результаты проведенных исследований по изменению коэффициента сцепления в процессе приработки контактирующих поверхностей.

Ключевые слова: фрикционный контакт, колесо, рельс, коэффициент сцепления, приработка поверхности.

У статті приведено аналітичний огляд та класифікація існуючого обладнання, яке використовується для експериментальних досліджень фрикційних властивостей і характеристик контакту "колесо-рейка". У роботі дано опис лабораторного стенду для проведення експериментальних досліджень фрикційних характеристик контакту "колесо-рейка", а також результати проведених досліджень по зміні коефіцієнта зчеплення в процесі припрацювання контактуючих поверхонь.

Ключові слова: фрикційний контакт, колесо, рейка, коефіцієнт зчеплення, припрацювання поверхні.

The article provides an analytical overview and classification of existing equipment, which is used for experimental studies of the frictional properties and characteristics of the contact "wheel-rail." A description of the laboratory stand for experimental studies of the friction characteristics of the contact "wheel-rail." The model allows to determine the friction coefficient in the laboratory and reproduce the process of rolling wheels on the rail in a single point of contact. For this is a detailed methodology for conducting research within the proposed stand. Also shown are the results of the research to change the coefficient of friction during the running of the contacting surfaces. At present, this process has not been studied in detail, so is the actual conduct additional research and testing, which could give a clearer picture of the patterns of interaction between wheel and rail.

Keywords: frictional contact, wheel, rail, adhesion coefficient, running-surface.

Введение. Сцепление ведущих колес подвижного состава с рельсом является основным процессом, определяющим степень реализации тягового усилия локомотива [1, 2, 3]. Всестороннее изучение закономерностей

взаимодействия колеса и рельса является актуальной задачей и требует создания специального лабораторного оборудования, позволяющего воспроизводить реальные условия контакта, получать данные о

коэффициенте сцепления с минимальной трудоемкостью, но с максимальной воспроизводимостью и достоверностью. Одним из мало изученных процессов является изменение коэффициента сцепления по мере приработки контактирующих поверхностей. Такой процесс, в частности, может быть изучен при помощи указанного оборудования в лабораторных условиях.

Анализ последних исследований и публикаций. В зависимости от поставленных целей исследований процесса сцепления сегодня применяется различное оборудование [4], которое предназначено для воспроизводства реальных условий контакта «колесо-рельс». Подробная классификация такого оборудования приведена на рис. 1, согласно [5].

К полномасштабному оборудованию принадлежат подвижной состав, который находится в эксплуатации, специально переоборудованный подвижной состав и полномасштабные стенды «колесо-рельс».

Подвижной состав, находящийся в эксплуатации дает косвенную оценку уровня коэффициента сцепления во время испытаний на торможение или по показаниям штатных приборов [6, 7].

Иногда подвижной состав специально переоборудуют, что позволяет использовать его как трибометрическую единицу.

В полномасштабных стендах «колесо-рельс» используются реальные колесо и рельс [8, 9]. Подобные стенды позволяют исследовать влияние фрикционных условий контактирования, угла атаки колеса, угла подуклонки рельса и других факторов на коэффициент сцепления колеса с рельсом. Кроме этого, имеется возможность проводить испытания на износ, усталостную прочность, а также исследовать зарождение и развитие трещин.

К масштабному оборудованию относятся трибометры, перемещаемые транспортными средствами, портативные трибометры и лабораторные установки [4].

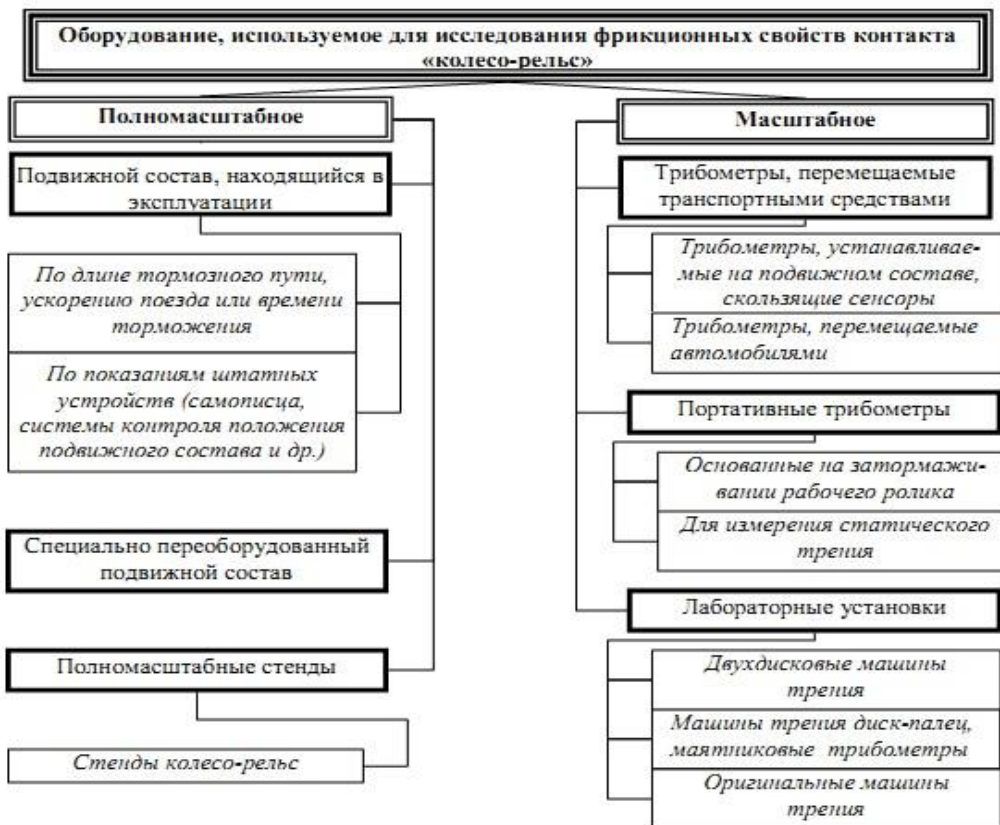


Рис. 1. Классификация оборудования, используемого для исследования фрикционных свойств контакта «колесо-рельс»

Трибометры, перемещаемые транспортными средствами включают в себя те, которые перемещаются специально оборудованными автомобилями, те, которые устанавливаются на подвижном составе, и те, которые используются как скользящие сенсоры. Данный вид оборудования дает возможность проводить исследования в условиях эксплуатации.

Портативные трибометры получили широкое распространение ввиду простоты своей конструкции и легкости в использовании. Они могут быть двух типов: основанные на принципе затормаживания рабочего ролика и предназначенные для измерения статического трения.

Лабораторные установки получили широкое применение для исследования фрикционных свойств пар трения. На них можно реализовать всевозможные кинематические схемы движения. Из всего перечня существующих лабораторных установок на практике чаще всего используются двухдисковые машины трения, машины трения “диск-палец”, оригинальные машины трения и маятниковые трибометры.

Основная часть исследований. С целью проведения экспериментальных исследований фрикционных характеристик контакта “колесо-рельс” был создан лабораторный стенд (рис. 2).

Имитация контакта “колесо-рельс” на стенде реализуется в системе “диск-плоскость”.

Диск имеет сферическую поверхность катания, что позволяет воссоздать процесс качения колеса по рельсу в условиях одноточечного контакта. При этом пятно контакта имеет эллиптическую форму, что соответствует реальному пятну контакта.

Стенд позволяет определять коэффициент сцепления в лабораторных условиях. Его основные преимущества [4]:

- относительная простота в управлении;
- низкая трудоемкость измерений;
- высокая воспроизводимость и достоверность получаемых результатов.

Основу стенда (рис. 3) составляет станина 1 на которой смонтирована колонка 2. На колонку 2 устанавливается с помощью направляющих кронштейн 3, в который вмонтирована стойка ролика 9 и нагрузочная площадка 10. На станине с помощью шарнирных соединений смонтирован предметный стол 4. Эти соединения дают столу возможность передвигаться в продольном направлении S вдоль станины. Предметный стол и станина соединены между собой двумя пружинами 11. В поперечном направлении предметный стол движется с помощью маховика поперечной подачи 5. На предметном столе жестко закреплена контактная плоскость 6, на которую опирается контактный ролик 8, смонтированный на приводном валу 7.

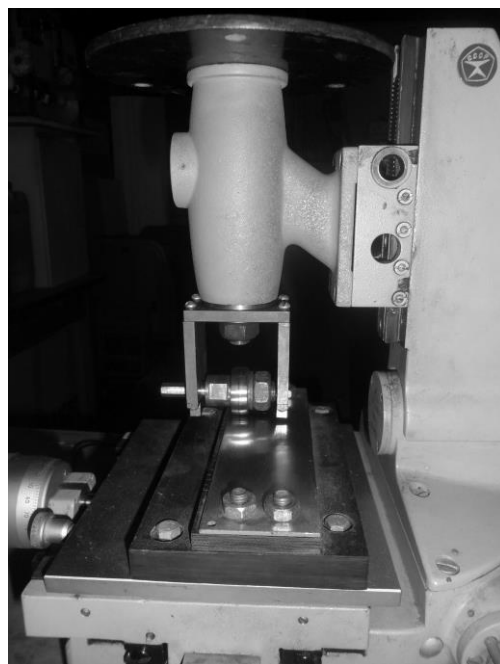


Рис. 2. Общий вид лабораторного стенда

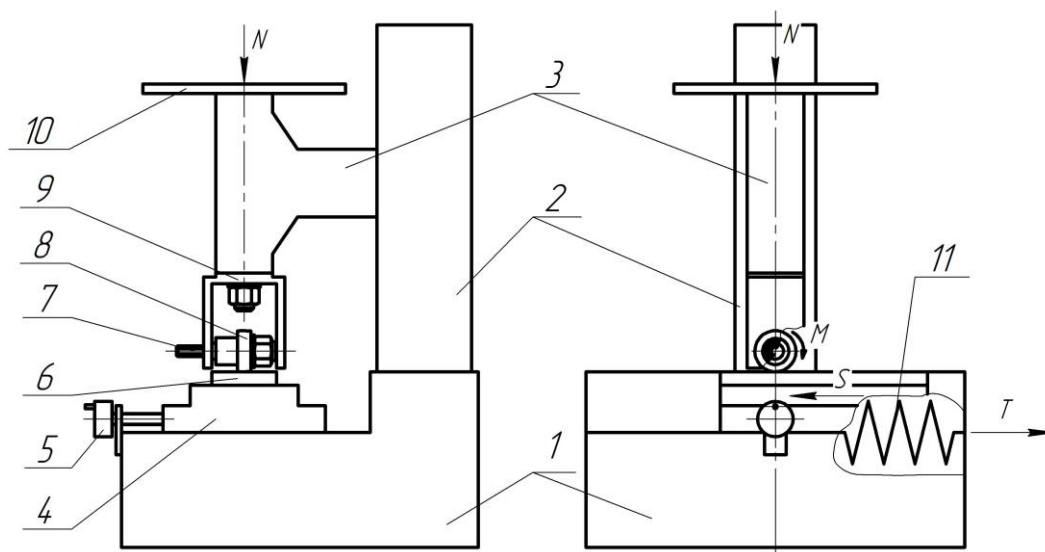


Рис. 3. Схема лабораторного стенда

Методика проведення експеримента передбачає прикладання заданого вертикального зусилля N до ролика. Далі за допомогою приводного вала до ролика подається крутящий момент M , який поступово збільшується до моменту проскальзання ролика по поверхні.

Під предметним столом до станини кріпиться лінійний потенціометр. Бегунок потенціометра з'єднаний з предметним столом і переміщується разом з ним. К потенціометру під'єднаний цифровий преобразователь, який має можливість підключення до комп'ютера через USB-вихід. Цифровий преобразователь, пружина 11 і лінійний потенціометр разом становлять цифровий динамометр. Під час проведення експерименту сигнал з цифрового динамометра виводиться на монітор комп'ютера у вигляді графіка, що описує залежність сили тертя ролика від переміщення стола. У момент проскальзання ролика сила тертя різко падає і фіксується її пікове значення. Коефіцієнт сцеплення в даному випадку визначається як відношення максимальної сили тертя T_{\max} до нормальної навантаження N

$$\varphi = \frac{T_{\max}}{N}, \text{ Н.} \quad (1)$$

Максимальна сила тертя визначається як середнє арифметичне всіх пікових значень сили тертя T_i в одній серії експерименту

$$T_{\max} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{n}, \text{ Н,} \quad (2)$$

де n – кількість експериментів в одній серії;
 i – порядковий номер пікового значення в серії.

Перед початком експериментальних досліджень контактна поверхня очищується до стану однорідної шорсткості за допомогою наждачної паперу з поступовим змінюванням її структури від більш крупної до більш дрібної. Перед безпосереднім проведенням досліджень контактні поверхні обезжирюються і сушаться.

Під час проведення експериментальних досліджень вертикальна навантаження, прикладена до ролика, становила 90 Н.

Результати проведених досліджень показали, що при повторенні кожної серії експерименту коефіцієнт сцеплення зростає і характеристики сцеплення між роликом і поверхнею набувають більш стабільного вигляду (рис. 4).

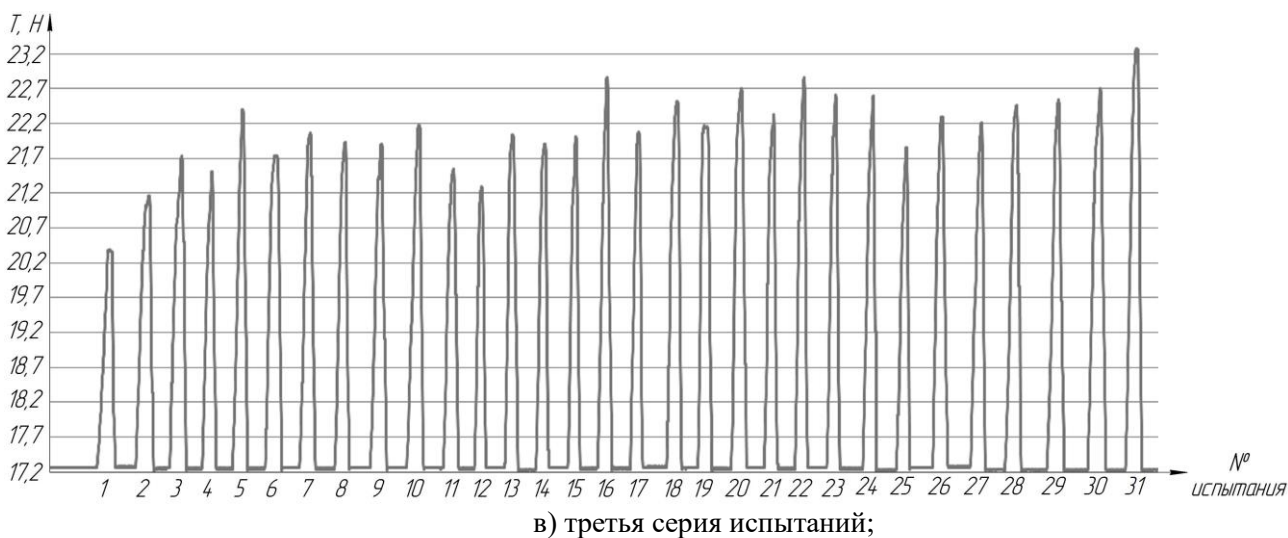
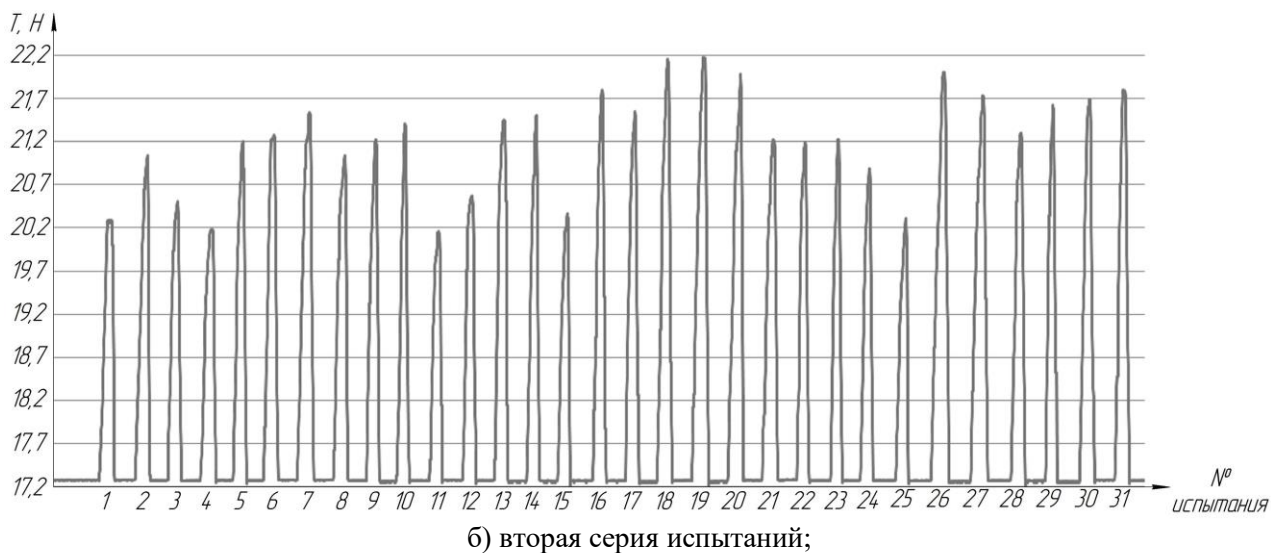
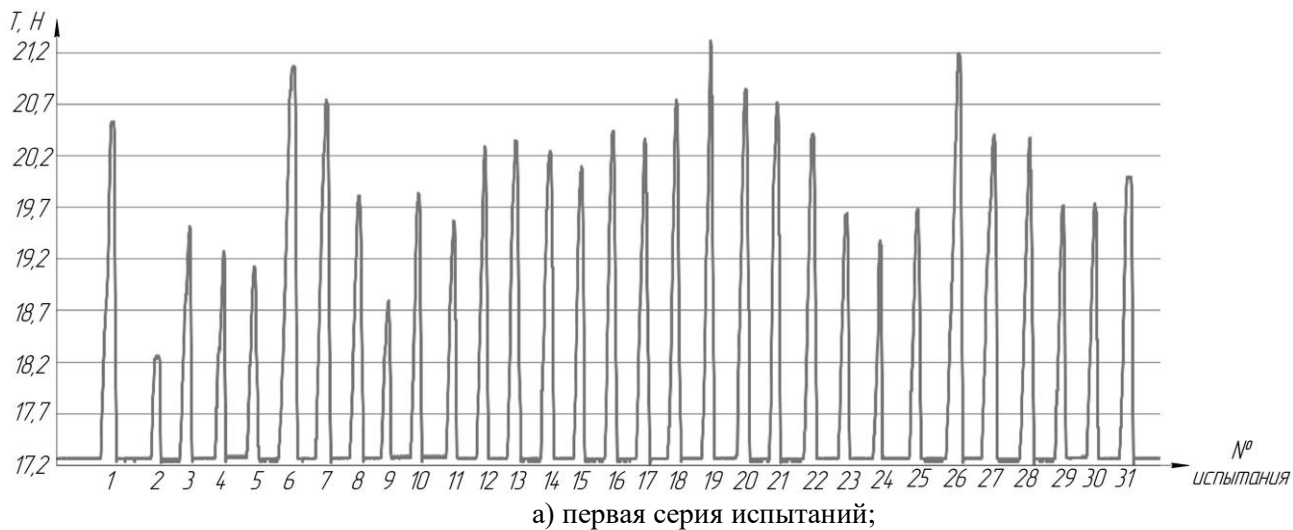


Рис. 4. Результаты проведенных испытаний

Анализ кривой, получаемой в ходе одного испытания (рис. 5) показывает, что при достижении определенного усилия (T_{max}) происходит проскальзывание ролика относительно плоскости и происходит срыв сцепления. С каждой последующей серией испытаний усилие срыва увеличивается, что свидетельствует о приработке контактирующих поверхностей, при которой происходит накопление большого числа однонаправленных пластических деформаций, что нагартовывает

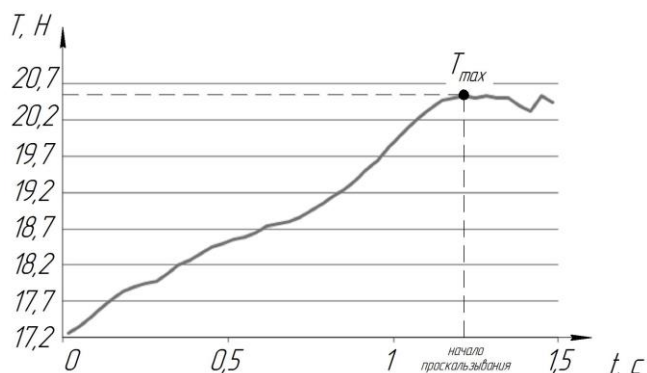


Рис. 5. Характерный вид кривой изменения перемещения и усилия во времени

поверхностный слой до тех пор, пока фактическая площадь контакта достигнет максимума для заданной внешней нагрузки. Этот процесс объясняет механизм контактно-усталостных дефектов и механического упрочнения поверхностного слоя в процессе работы (наклепа) [10]. С постепенным образованием наклепа рост коэффициента сцепления замедляется и в итоге вообще прекращается, находясь постоянно в одной области значений (рис. 6).

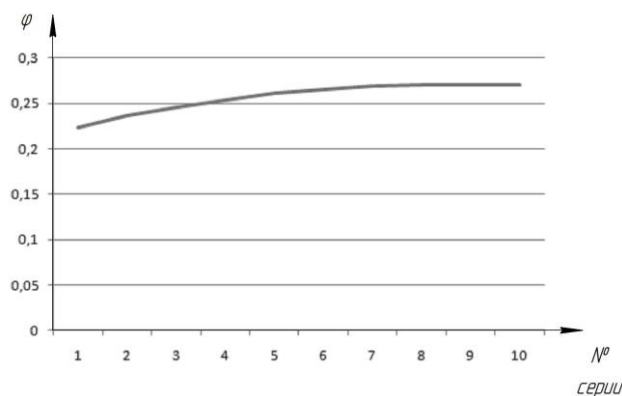


Рис. 6. График изменения коэффициента сцепления

Выводы:

1. Создание и использование лабораторного оборудования для исследования контакта «колесо-рельс» на сегодняшний день является актуальной задачей, решение которой позволит исследовать физические процессы, протекающие в контакте, разрабатывать и совершенствовать технологии управления сцеплением между ведущими колесами локомотивов и рельсами.

2. Приведенный лабораторный стенд требует дооснащения, а именно установки

электрического привода. Это позволит вращать ролик равномерно и с одинаковым крутящим моментом, как следствие, повысить точность проводимых измерений.

3. Анализ результатов проведенных испытаний показал, что коэффициент сцепления растет в процессе приработки поверхностей до некоторого установившегося значения. Это свидетельствует о механическом упрочнении контактирующих поверхностей, насыщении фактической площади контакта и установления равновесной шероховатости.

Список использованных источников

- Осипов, С.И. Основы тяги поездов [Текст]: учебник для студентов техникумов и колледжей ж.-д. тр-та / С.И. Осипов, С.С. Осипов. – М.: УМК МПС России, 2000. – 592 с.
- Кузьмич, В.Д. Теория локомотивной тяги [Текст]: учебник для вузов ж.-д. транспорта / В.Д. Кузьмич, В.С. Руднев, С.Я. Френкель; под ред. В.Д. Кузьмича. – М.: Маршрут, 2005. – 448 с.
- Камаев, А.А. Взаимодействие локомотива и пути в кривых участках пути [Текст]: учебное пособие / А.А. Камаев, Г.С. Михальченко. – Тула: Тульский политехнический институт, 1977. – 68 с.
- Костюкевич, А.И. Обзор оборудования, используемого для экспериментального исследования фрикционных свойств контакта «колесо-рельс» [Электронный ресурс] / А.И. Костюкевич // Наукові

вісті Далівського університету: зб. наук. праць. – Луганськ, 2011. – № 3. <http://dspace.snu.edu.ua:8080/jspui/handle/123456789/840>.

5. Poole, W., Guidance on Wheel/ Rail Low Measurement, February 2008, Rail Safety and Standarts Board, GM/ GN2642, London.

6. Казаринов, В.М. Коэффициенты сцепления колес с рельсами при торможении [Текст] / В.М. Казаринов, Л.А. Вуколов // Исследования автотормозной техники на железных дорогах СССР: Труды ВНИИЖТ. – М., 1961. – Вып. 212. – С. 5–38.

7. Казаринов, А.В. Повышение сцепления колес с рельсами в режимах торможения [Текст] / А.В. Казаринов // В кн.: Автотормоза скоростных и тяжеловесных поездов / Сб. науч. тр. ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1979. – Вып.604. – С. 129–135.

8. Голубенко, А.Л. Сцепление колеса с рельсом [Текст] / А.Л. Голубенко. – К.: ВПЮЛ, 1993. – 448 с.

9. Экспериментальные исследования колеса с рельсом на испытательно-измерительном комплексе [Текст] / Н.И. Горбунов, Е.А. Кравченко, Ю.Ю. Осенин [и др.] // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2008. – №5 (123), ч. 1. – С. 18–23.

10. Харрис, У. Дж. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса [Текст] / У. Дж. Харрис, С.М. Захаров, Дж. Ландгрэн [и др.]; пер. с англ. С.М. Захарова. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.

Рецензент д-р техн. наук, професор М.П. Ремарчук

Воронін Сергій Володимирович, канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту. Тел. (057) 730-10-66. E-mail: voronin.serгей@ukr.net.

Груник Іван Степанович, канд. техн. наук, начльник Рівненської дирекції залізничних перевезень. Тел.: (0362) 42-33-00. E-mail: kaf_spprm@ukr.net.

Волков Олександр Вікторович, аспірант кафедри будівельних, колійних і вантажно-розвантажувальних машин Української державної академії залізничного транспорту. Тел.: (066)830-35-79. E-mail: volkov_90@mail.ua.

Sergey Voronin, kand. tekhn. sciences, associate professor, manager of department of build, travel and freight-unloading machines. Ukrainian state academy of railway transport. E-mail: voronin.serгей@ukr.net.

Hrunyk John, kand. tekhn. sciences, manager of Rivne railway department. E-mail: kaf_spprm@ukr.net.

Volkov Alexander, graduate student of department of build, travel and freight-unloading machines. Ukrainian state academy of railway transport. E-mail: volkov_90@mail.ua.

УДК 656.13

ВИБІР РЕЖИМУ РУХУ АВТОБУСІВ У МІСЬКОМУ СПОЛУЧЕННІ

Кандидати техн. наук К.Є. Вакуленко, Г.І. Фалецька

ВЫБОР РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ АВТОБУСОВ В ГОРОДСКОМ СООБЩЕНИИ

Кандидаты техн. наук Е.Е. Вакуленко, Г.И. Фалецкая

CHOOSING THE MOVEMENT OF BUSES ON URBAN ROUTES

PhD K. Vakulenko, PhD G. Faletskaya

Проведено аналіз методів вибору режиму руху автобусів на маршрутах міста. Представлена математична модель визначення режиму руху автобусів у міському сполученні, що враховує інтереси пасажирів, через врахування зниження його доходу на виробництві внаслідок транспортного процесу, та врахування інтересів транспортного підприємства, через врахування собівартості перевезень.

Ключові слова: маршрут, режим руху, транспортний засіб собівартість перевезень, транспортна стомлюваність.

Проанализированы методы выбора режима движения автобусов на маршрутах города. Представлена математическая модель определения режима движения автобусов в городе, которая учитывает интересы пассажиров, посредством снижения его дохода на предприятии в результате транспортного процесса, и интересов транспортных предприятий, посредством себестоимости перевозки пассажира.

Ключевые слова: маршрут, режим движения, транспортное средство, себестоимость перевозок, транспортная утомляемость.

In modern society the organization of urban passenger transport (UPT) more attention is paid to the level of transport service. Requirements that relate to the carriage of passengers, directly resulting from their requests depending on the nature, scope and structure of social production and social structure of society, the level of cultural development and cultural exchange. Ensuring a high level of capacity of urban transport infrastructure will meet the demand for the movement of people and provide the necessary level of service in conjunction with economic feasibility. A mathematical model for determining the movement of buses in the city, which takes into consideration the interests of passengers, by lowering its revenue at the company as a result of the transportation process, and the interests of the transport industry, through the cost of transportation of passengers. Suggested by the approach to the choice of mode of movement on routes UPT with regard to capacity and passenger route stops corresponding links selects the following parameters of routes with combined driving mode that will satisfy the interests of passengers and the transport company.

Key words: route, driving mode, the vehicle, the cost of transportation, transport fatigue.

Вступ. На сучасному етапі розвитку суспільства при організації міських пасажирських перевезень все більше уваги приділяється рівню транспортного обслуговування. Тому забезпечення високого рівня потужності інфраструктури міського пасажирського транспорту (МПТ) дозволяє задовольнити попит на пересування населення і забезпечити необхідний рівень обслуговування при взаємозв'язку з економічною доцільністю.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями.

Вибір режимів руху транспортних засобів на маршрутах є однією з найважливіших задач при удосконаленні перевезень пасажирів, тому що безпосередньо впливає на якість обслуговування населення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проведений аналіз методів удосконалення процесу перевезень пасажирів на міському пасажирському транспорті дозволив визначити, що одним з методів удосконалення міських пасажирських перевезень є зміна маршрутної системи через впровадження експресних та швидкісних маршрутів [1, с. 19]. Метод [2, с. 91] передбачає впровадження комбінованого режиму руху за

допомогою картограмного методу визначення режиму руху на автобусних маршрутах МПТ. Недоліком запропонованого методу є трудомісткість його реалізації.

У працях [3 с. 102, 4 с. 89] при визначенні режиму руху на автобусних маршрутах МПТ в якості критерію використовується принцип покращення якості обслуговування без погіршення показників роботи транспорту, за рахунок повного перебору можливих варіантів організації сполучення на маршруті на ЕОМ. При цьому обрані за даним методом режими руху не в повній мірі відповідають вимогам і потребам пасажирів. Згідно з методом [5 с. 73] вирішення задачі доцільності впровадження комбінованого режиму руху базується на пасажирообміні зупиночних пунктів та закріплених за маршрутом автобусів, що зупиняються на всіх проміжних зупинках за критерієм мінімуму сумарних витрат часу пасажирів на пересування. Недоліком цього методу є те, що не враховується потужність пасажиропотоку і кореспондуючі зв'язки зупинок маршруту.

Формування зупинок додатково до зупинок, що сформовані для звичайного режиму руху, виконується за рахунок зменшення кореспонденцій пасажирів [6, с. 42].

Даний метод дозволяє ефективно вирішувати питання виділення вихідного набору зупинок для подальшого перебору варіантів, однак такий розподіл пасажиропотоків між маршрутами може призвести до не раціонального розподілу транспортних засобів між маршрутами. У роботі [7, с. 10] удосконалений метод запропонований у [6, с. 42] за рахунок діагностування маршрутів на можливість впровадження комбінованого режиму руху, обґрунтована гіпотеза вибору пасажиром виду сполучення. Однак даний підхід є трудомістким та потребує у виконанні непотрібної обчислюваної роботи. Деякі вчені при визначенні режиму руху на автобусних маршрутах МПТ використовували гіпотезу про розподіл пасажиропотоків відповідно до провізних можливостей видів транспорту [8, с. 42], однак ці методики не мають практичного застосування.

Недоліком наведених методів є те, не розглядається проблема вибору режимів руху транспортних засобів на маршрутах виходячи з інтересів пасажирів та транспортного підприємства.

В роботі [9, с. 202] запропоновано використання критерію оцінки ефективності експресних маршрутних перевезень пасажирів,

що враховує соціально-економічні наслідки транспортного процесу.

Основна частина дослідження. При виборі режиму руху автобусів у міському сполученні пропонується наступна цільова функція, що враховує інтереси як пасажирів, так і транспортного підприємства, за рахунок врахування витрат на експлуатацію транспорту і вартісної оцінки наслідків транспортного процесу, та в загальному виді виглядає:

$$B_{заг} = B^{(з)} + B^{(е)} / A^{(з)} + A^{(е)} = const \rightarrow \min, \quad (1)$$

де $B^{(з)}$ - витрати при звичайному русі на маршруті, грн;

$B^{(е)}$ - витрати при експресному русі на маршруті, грн;

$A^{(з)}$ - кількість ТЗ, що працюють в звичайному режимі руху, од.;

$A^{(е)}$ - кількість ТЗ, що працюють в експресному режимі руху, од..

У повному розгорнутому вигляді цільову функцію (1) має вигляд:

$$B_{заг} = \frac{\tau \cdot A^{(з)} (C_{зм} \cdot V_e^{(з)} + C_{пост}) + (C_{пр_пр}^{(з)} \cdot Q_{пр}^{(з)} + C_{пр_зв}^{(з)} \cdot Q_{зв}^{(з)})}{Q_{заг}^{(з)}} + \frac{\tau \cdot A^{(е)} (C_{зм} \cdot V_e^{(е)} + C_{пост}) + (C_{пр_пр}^{(е)} \cdot Q_{пр}^{(е)} + C_{пр_зв}^{(е)} \cdot Q_{зв}^{(е)})}{Q_{заг}^{(е)}} \rightarrow \min \quad (2)$$

$A^{(з)} + A^{(е)} = const$

де $V_e^{(з)}$, $V_e^{(е)}$ - експлуатаційна швидкість на маршруті при звичайному та експлуатаційному режимах руху відповідно, км/год;

$C_{пр_пр}^{(з)}$, $C_{пр_зв}^{(з)}$, $C_{пр_пр}^{(е)}$, $C_{пр_зв}^{(е)}$ - зниження доходу пасажирів внаслідок транспортного пересування при звичайному та експресному режимах русі в прямому та зворотному напрямках відповідно, грн;

$Q_{пр}^{(з)}$, $Q_{зв}^{(з)}$, $Q_{пр}^{(е)}$, $Q_{зв}^{(е)}$ - об'єм перевезень на маршруті в прямому та зворотному напрямках

при звичайному та експресному режимах русі відповідно, пас.;

$C_{зм}$ - змінні витрати транспортного підприємства, грн км;

$C_{пост}$ - постійні витрати транспортного підприємства, грн/год.;

A - кількість ТЗ на маршруті, од.;

τ - тривалість розрахункового періоду, год.

Найбільш прийнятною і ефективною для чисельного дослідження зниження доходу пасажирів внаслідок транспортного

пересування, транспортної стомлюваності пасажирів, визнано математичну модель розроблену Н.У. Гюлевим [10, с. 180].

Виходячи з наведеної цільової функції (2) визначено при якому співвідношенні транспортних засобів, організація експресного маршруту буде найбільш ефективною з врахуванням інтересів транспортного підприємства і пасажирів.

Для проведення дослідження був обраний Орджонікідзевський район м. Харкова, в якому більше 90% автобусних маршрутів працюють у експресному режимі. Для подальшого розгляду був обраний маршрут №42е.

За допомогою візуального та табличного методу обстеження пасажиропотоків визначена матриця маршрутних кореспонденцій та показники роботи маршруту. Для даного

маршруту за методикою [5 с. 77] були визначені зупинки, що віднесені до експресних: вул. О. Зубарева; пров. Дарьялівський; вул. Луї Пастера ; Ринок «ХТЗ»; Ст.м Тракторний завод.

Надалі було проведено моделювання процесів функціонування об'єкту дослідження. При моделюванні змінювалось співвідношення кількості ТЗ, що працюють у звичайному та експресному режимах руху, що вплинуло на зміну показників роботи маршруту і, як наслідок на транспортну стомлюваність пасажирів, зниження доходу пасажирів на виробництві та зміну витрат підприємства на організацію перевізного процесу.

Залежність зміни зниження доходу пасажирів на виробництві внаслідок транспортного процесу в прямому на зворотному напрямках представлена на рис. 1, 2.

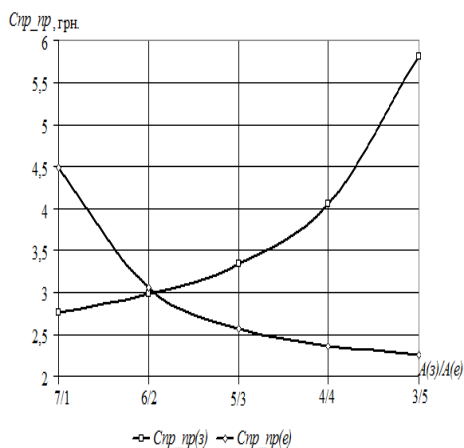


Рис. 1. Зміна зниження доходу пасажирів на виробництві внаслідок транспортного процесу в прямому напрямку

Розглядаючи залежності представлені видно, що при зменшенні кількості ТЗ, що працюють у звичайному режимі руху, і як наслідок погіршенні умов перевезення пасажирів, величина зниження доходу пасажирів на основному виробництві збільшується, відповідно до збільшення транспортної стомлюваності під час очікування маршрутною поїздки та під час самої маршрутною поїздки.

Залежність зміни витрат транспортного підприємства від різного співвідношення ТЗ представлено на рис. 3.

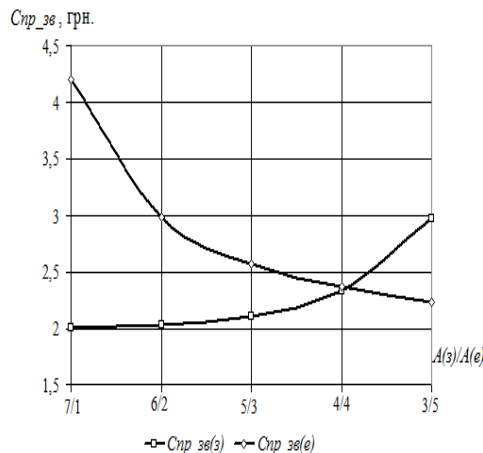


Рис. 2. Зміна зниження доходу пасажирів на виробництві внаслідок транспортного процесу в зворотному напрямку

Залежність зміни загальних витрат, що має вигляд, поданий на рис. 4.

Виходячи з математичної моделі вибору режиму руху автобусів у міському сполученні та отриманої залежності зміни загальних витрат ($B_{заг}$) можна зробити висновок, що для даного маршруту оптимальним співвідношення кількості ТЗ є 5 ТЗ, що працюють в звичайному режимі руху та 3 ТЗ, що працюють в експресному режимі руху.

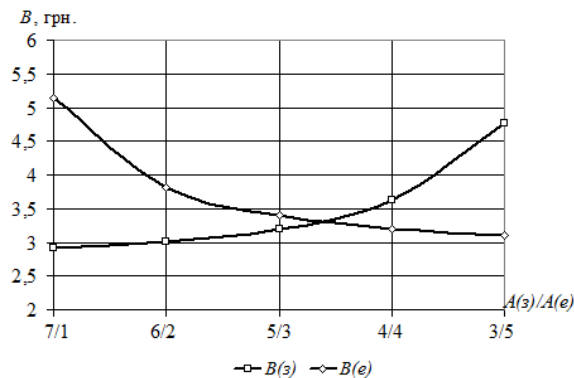


Рис. 3. Зміна витрат транспортного підприємства при різному співвідношенні ТЗ на маршруті

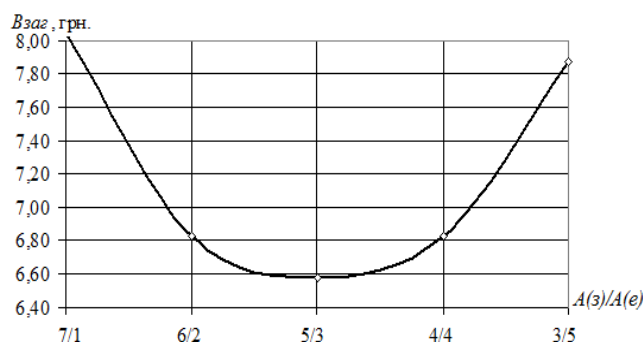


Рис. 4. Зміна загальних витрат ($B_{заг}$) для визначення потрібної кількості експресних автобусів для заданого маршруту

Висновки з дослідження. Запропонований підхід до вибору режиму руху на маршрутах МПТ з врахуванням потужності пасажиропотоку і кореспондуючих зв'язків зупинок маршруту дозволяє обирати такі

параметри роботи маршрутів з комбінованим режимом руху, що будуть задовольняти інтереси пасажирів та транспортного підприємства.

Список використаних джерел

1. Вакуленко, К.Є. Особливості управління міськими пасажирськими транспортними системами [Текст]: монографія / К. Є. Вакуленко, К. В. Доля. – Харків: НТМТ, 2013. – 171 с.
2. Самойлов, Д.С. Городской транспорт [Текст]: учебник для вузов / Д.С. Самойлов. – М.: Стройиздат, 1975 – 287 с.
3. Горбачев, П.Ф. Основы теории транспортных систем [Текст] / П.Ф. Горбачев, И.А. Дмитриев. – Харьков: ХНАДУ, 2002. – 202 с.
4. Геронимус, Б.Л. Экономико-математические методы в планировании на автомобильном транспорте [Текст] / Б.Л. Геронимус, Л.В. Царфин. – М.: Транспорт, 1988. – 192 с.
5. Антошвили, М.Е. Оптимизация городских автобусных перевозок [Текст] / М.Е. Антошвили, С.Ю. Либерман, И.В. Спирин. – М.: Транспорт, 1985. – 102 с.
6. Зильбербрандт, Ю. Организация ускоренного и экспресс-сообщения в Сан-Франциско [Текст] / Ю. Зильбербрандт // Автотранспорт и перевозки. – 2004. - № 11. – С. 42-43.

7. Коцюк, А.Я. Совершенствование автобусных маршрутных систем в крупных и крупнейших городах [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук: спец. 05.22.01 "Транспортные системы" / Александр Яковлевич Коцюк. – К., 1990. – 20 с.
8. Спирин, И.В. Городские автобусные перевозки [Текст]: справочник / И.В. Спирин – М.: Транспорт, 1991. – 237 с.
9. Лежнева, О.І. Організація перевезень пасажирів у містах [Текст]: навч. посібник / О.І. Лежнева. – Харків: Точка, 2010. – 311 с.
10. Доля, В.К. Пасажирські перевезення [Текст]: підручник / В.К. Доля. – Харків: Вид-во «Форт», 2011. – 504 с.

Рецензент д-р техн. наук, професор Ю.О. Давідіч

Вакуленко Катерина Євгенівна, канд. техн. наук, доцент, кафедра транспортних систем і логістики, Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова. E-mail: vakulenko.e@mail.ru.
Фалецька Галина Іванівна, канд. техн. наук, доцент, кафедра транспортних систем і логістики. Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова.

Vakulenko Ekaterina, Ph.D. of Technical Sciences, Associate professor, Department of Transport Systems and Logistacs, O.M. Beketova National University of Urban Economy. E-mail: vakulenko.e@mail.ru.
Faletskaya Galina, Ph.D. of Technical Sciences, Associate professor, Department of Transport Systems and Logistacs, O.M. Beketova National University of Urban Economy.

УДК 656.142

ЩОДО ВИЗНАЧЕННЯ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ФОРМУВАННЯ ПІШОХІДНИХ ПОТОКІВ В ЦЕНТРИ МІСТА

**Д-р техн. наук В.К. Доля, канд. техн. наук О.М. Єрмак,
асист. І.С. Бугайов**

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ФОРМИРОВАНИЯ ПЕШЕХОДНЫХ ПОТОКОВ В ЦЕНТРЕ ГОРОДА

**Д-р техн. наук В.К. Доля, канд. техн. наук Е.М. Єрмак,
ассист. И.С. Бугаев**

TO DETERMINE THE PATTERNS OF FORMATION OF PEDESTRIAN FLOWS IN THE CITY CENTER

**Doct. of techn. sciences V. Dolya, cand. of techn. sciences O. Yermak,
assistant I. Bugayov**

Визначено фактори, що впливають на рівень ефективності функціонування транспортної системи, зокрема в центральній частині міста. Проведено експериментальні дослідження параметрів пішохідних потоків в центральній частині м. Харкова. В результаті було отримано модель функції тяжіння, що описує реальний процес.

Ключові слова: транспортна система, пішохід, функція тяжіння, модель, адекватність.

Определены факторы, влияющие на уровень эффективности функционирования транспортной системы, в частности в центральной части города. Проведены экспериментальные исследования параметров пешеходных потоков в центральной части г. Харькова. В результате была получена модель функции притяжения, которая описывает реальный процесс.

Ключевые слова: транспортная система, пешеход, функция притяжения, модель, адекватность.

Determined that the solution of transport problems in the downtown area needs mistobudivelnih comprehensive research and proper traffic management. Thus for effective planning hubs on the road network of cities, in addition to studying and modeling of traffic flows, it is necessary to pay due attention to pedestrian flows.

A study of factors that shape the efficiency and security of the transportation system of the city.

As a result of experimental studies and modeling parameters pedestrian flows in the central part Kharkiv received gravity model function that describes the actual process of moving pedestrians on the road network.

Keywords: transportation system, pedestrian, function gravity, model, adequacy.

Постановка проблеми. Підвищення ролі транспорту загального користування, безперервне зростання автомобілізації ускладнюють проблему руху в містах, особливо в їх центральних частинах. В результаті складних умов руху, що склалися в міських центрах його безпека значно зменшилася та безперервно зростає аварійність.

Рішення транспортної проблеми в центральній частині міста – задача складна. Вона потребує комплексних містобудівельних досліджень і правильної організації дорожнього руху. Але для ефективного планування транспортних вузлів на вулично-дорожній мережі міст, крім вивчення та моделювання потоків транспортних засобів, необхідно приділяти належну увагу і пішохідним потокам. На жаль, в даний момент у містобудівній практиці організації руху пішохідних потоків по вулично-дорожньої

мережі та, особливо, на її вузлах, практично не приділяється уваги. Основна проблема цього завдання полягає в тому, що поведінку пішоходів важко описати, на відміну від поведінки водіїв.

Тому однією з актуальних проблем міст є організація пішохідних шляхів внутрішньоміських пересувань з урахуванням їх цілей і категорій населення.

Аналіз досліджень і публікацій. Транспортна система міста, як одна з соціально-значущих галузей міського господарства, відіграє велику роль у забезпеченні якості життя міського населення. Автор М. Р. Якимов [1] виділяє такі складові транспортної системи міста (рис. 1):

- дорожньо-транспортний комплекс;
- учасники дорожнього руху;
- оточуюче середовище.

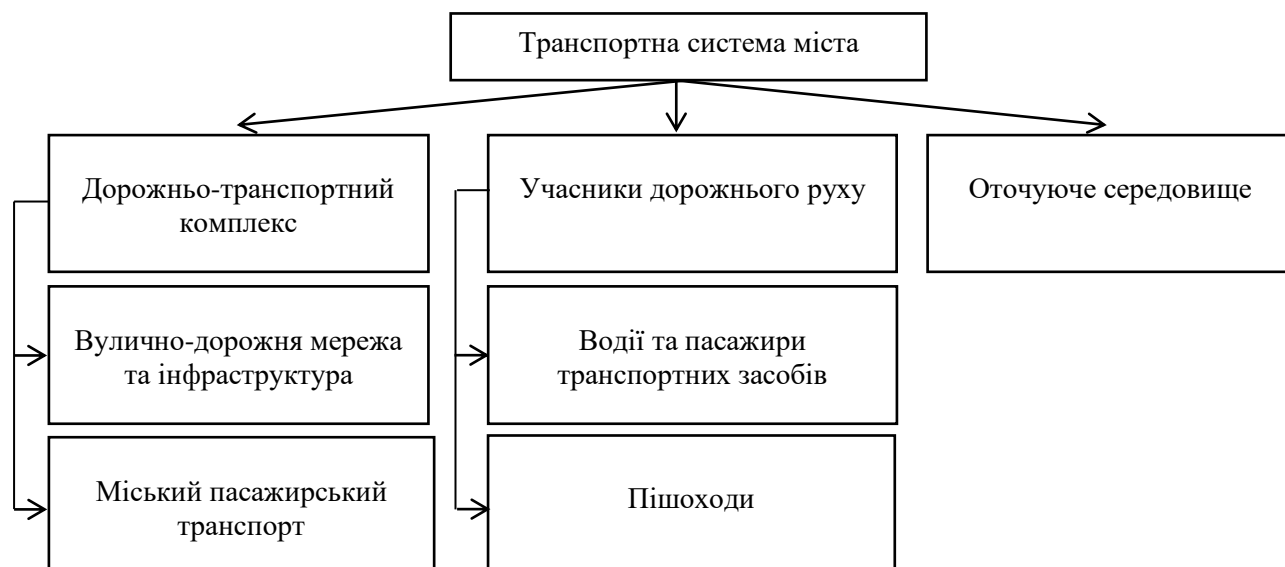


Рис. 1. Структура транспортної системи міста

Автори [2, 3] визначають такі основні показники, що впливають на рівень ефективності функціонування системи, як (рис. 2):

- 1) рівень автомобілізації;
- 2) організація дорожнього руху;

- 3) містобудівельна політика;
- 4) політика землекористування;
- 5) управління автомобільним транспортом;
- 6) дорожня інфраструктура;
- 7) організація роботи МПТ та ін.

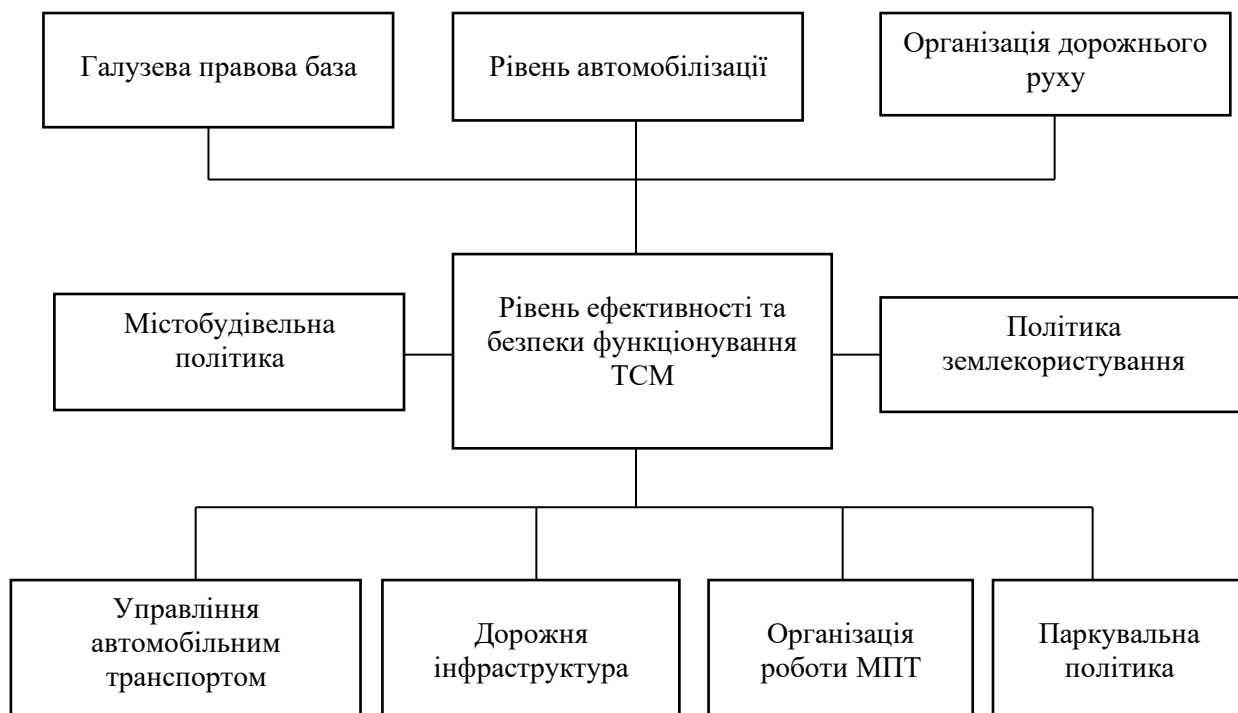


Рис. 2. Фактори, що формують рівень ефективності та безпеки функціонування транспортної системи міста

Так як населення міста в своєму повсякденному житті виконує постійні переміщення від місць проживання до місць прикладання праці, відпочинку, масових заходів та ін., науковцям було запропоновано чіткий розподіл міста на зони, тобто функціональне зонування міста.

Так, в роботі В.Ф. Богацького [4] з точки зору організації основних транспортних зв'язків, територію міста пропонується розділити на такі основні зони (рис. 3):

- 1) приміська зона;
- 2) зона розширення;
- 3) периферія;
- 4) середня зона;
- 5) центр міста.

Рух, пов'язаний з центром, в роботі [5, 6] пропонується розділити на три групи: транзитний, цільовий та внутрішній (рис. 4).

При цьому найбільш ефективним вирішенням питання безпеки руху пішоходів і забезпечення зручного доступу до об'єктів тяжіння досягається при відокремленні транспортних та пішохідних потоків в просторі. Дане рішення реалізується за допомогою створення «безтранспортних зон», призначених виключно для руху пішоходів.

З цієї причини застосування пішохідних зон вимагає комплексного аналізу дорожньо-транспортних умов вже не на локальному, а на мережевому рівні та проведення системи заходів щодо організації дорожнього руху. Різноманіття планувальних рішень зумовлює відмінність можливих варіантів організації пішохідних зон [7].

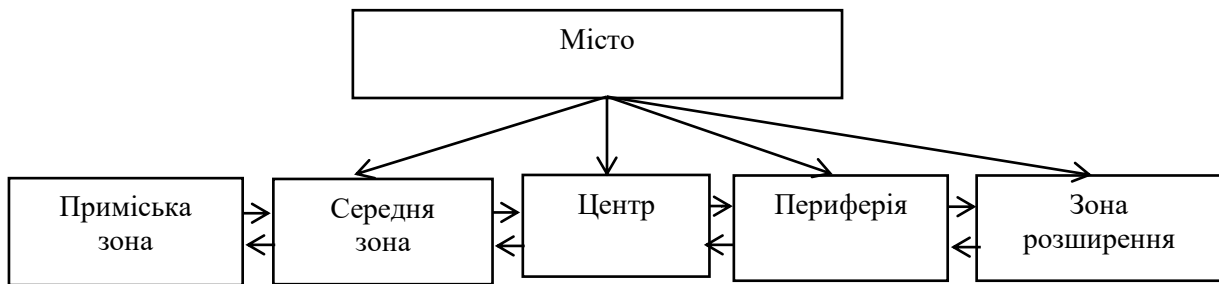


Рис. 3. Структура території міста



Рис. 4. Види руху в загальноміському центрі

Дослідження пішохідних потоків. Для проведення експериментальних досліджень було обрано центральну частину м. Харкова, а саме частину вул. Сумської, обмежену станцією метро Історичний музей та

Університет, включаючи площу Свободи та прилягаючі паркові зони (рис. 5). Для обстеження пішохідних потоків було виділено 38 центрів тяжіння пішоходів.



Рис. 5. Карта району досліджень

Оцінка якості функціонування транспортної системи тісно пов'язана зі структурою кореспонденцій між усіма просторовими елементами міста. Матриці кореспонденцій являються важливою інформацією, що характеризує розподіл пішохідних потоків по вулично-дорожній мережі.

Під час досліджень кореспонденції пішоходів між центрами тяжіння об'єкту дослідження визначалися за допомогою натурних досліджень.

В основу отримання матриці кореспонденцій згідно базової гравітаційної моделі покладений фізичний закон тяжіння тіл. Фактично метод розрахунку полягає у пропорційному розподілі ємностей відправлення з транспортних районів на основі значення одного транспортного фактора. Традиційна і найбільше поширена гравітаційна модель побудована на основі наступної гіпотези [8]:

$$b_{ij} = k \cdot HO_i \cdot HP_j \cdot f(\phi_{ij}), \quad (1)$$

де b_{ij} – потенційні кореспонденції між районами, що можуть бути отримані відповідно до повної аналогії гравітаційного закону;

HO_i – обсяг відправлення пасажирів із району i за розрахунковий період;

HP_j – обсяг прибуття пасажирів у район j за розрахунковий період;

$f(\phi_{ij})$ – функція тяжіння, яка відображає відстань або витрати часу та коштів на переміщення з району i у район j ;

k – калібрувальний коефіцієнт.

При даному способі моделювання особливу увагу необхідно приділяти питанню формалізації функції тяжіння [9].

Класична функція тяжіння визначається виходячи з гіпотези про наявність зворотного зв'язку між величиною кореспонденції та відстанню між районами:

$$\phi_{ij} = l_{ij}^{-n}, \quad (2)$$

де l_{ij} – відстань між i -им та j -им районом; n – показник степені.

Тому було проведено розрахунки теоретичних кореспонденцій, використовуючи функцію тяжіння (2) з показниками степені $n = 0,5; 1,1; 1,2; 1,3$. Результати перевірки на адекватність наведені в табл. 1.

Функції тяжіння експоненційної групи в загальному вигляді представляються як:

$$\phi_{ij} = \exp(-\beta \cdot k_{ij}), \quad (3)$$

де k_{ij} – показник, що характеризує ступінь «тяжіння» між i та j транспортними районами; β – емпіричний коефіцієнт.

Таблиця 1

Результати перевірки на адекватність експериментальних та розрахункових значень кореспонденцій піших потоків

Вид моделі функції тяжіння	Середня помилка апроксимації, \mathcal{E} , %
$\phi_{ij} = l_{ij}^{-1}$	266
$\phi_{ij} = \exp(-0,065 \cdot l_{ij}^{0,5}),$	749,9
$\phi_{ij} = l_{ij}^{-0,5}$	465
$\phi_{ij} = l_{ij}^{-1,1}$	55,3
$\phi_{ij} = l_{ij}^{-1,2}$	30,5
$\phi_{ij} = l_{ij}^{-1,3}$	8,58

Так як функція виду $\phi_{ij} = l_{ij}^{-1,3}$ має найменшу похибку апроксимації, а саме 8,58%, то доцільно для практичних розрахунків використовувати саме цю модель.

Висновки і перспективи подальшої роботи. Розрахунки показали, що при збільшенні кількості пішоходів по прибуттю та відправленню щільність пішохідного потоку не деяких ділянках мережі перевищує рекомен-

довану. Тому для комфорту та безпеки переміщення пішоходів виникає необхідність в збільшенні площі пішохідних шляхів. В центрі м. Харкова даний захід можливо реалізувати лише способом заборони руху транспорту по вул. Сумській і відведення її території для пішохідного руху.

В подальшому необхідно визначити моделі функцій тяжіння в інших частинах міста.

Список використаних джерел

1. Якимов, М.Р. Концепция транспортного планирования и организации движения в крупных городах [Текст]: монография / М.Р. Якимов. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2011. – 175 с.
2. Пугачёв, И.Н. Организация и безопасность дорожного движения [Текст] / И.Н. Пугачёв, А.Э. Горев, Е.М. Олещенко. – М.: Издательский центр «Академия», 2009. – 272 с.
3. Якимов, М.Р. Транспортные системы крупных городов. Анализ режимов работы на примере города Перми [Текст]: монография / М.Р. Якимов. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2008. – 184 с.
4. Богацкий, Г.Ф. Городские улицы и городское движение [Текст] / Г.Ф. Богацкий. – К.: Будівельник, 1967 – 304 с.
5. Оглы, Б.И. Формирование центров крупных городов Сибири. Градостроительные и социально-культурные аспекты [Текст] / Б.И. Оглы. – Новосибирск: Изд-во Новосибирского ун-та, 1999. – 168 с.
6. Новаковский, М. Транспорт и проектирование центра города [Текст] / М. Новаковский; пер. с польск. — М.: Стройиздат, 1978. — 202 с.
7. Золотов, С.М. Пешеходная зона [Электронный ресурс] / С.М. Золотов. – Режим доступа: <http://nestor.minsk.by/sn/2009/27/92701.html>.
8. Ефремов, И.С. Теория городских пассажирских перевозок [Текст] / И.С. Ефремов, В.М. Кобозев, В.А. Юдин. — М.: Высш. школа, 1980. — 535 с.
9. Доля, В.К. Пасажирські перевезення [Текст] / В.К. Доля. – Харків: Вид-во „Форт”, 2011. – 507 с.

Доля Віктор Костянтинович, д-р техн. наук, професор, завідуючий кафедрою транспортних систем і логістики Харківського національного університету міського господарства імені О.М. Бекетова.

Єрмак Олена Михайлівна, канд. техн. наук, доцент кафедри транспортних систем і логістики Харківського національного університету міського господарства імені О.М. Бекетова.

Бугайов Ігор Сергійович, асистент кафедри транспортних систем і логістики Харківського національного університету міського господарства імені О.М. Бекетова.

Victor Dolya, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of Transport Systems and Logistics, Kharkiv National University of Municipal Economy named O.M. Beketova.

Olena Yermak, Ph.D., Associate Professor, Department of Transport Systems and Logistics, Kharkiv National University of Municipal Economy named O.M. Beketova.

Igor Bugayov, Assistant, Department of Transport Systems and Logistics, Kharkiv National University of Municipal Economy named O.M. Beketova.

УДК 656.025.2

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ КОРИСТУВАННЯ ТРАНСПОРТОМ ПРИ МІСЬКИХ ПЕРЕМІЩЕННЯХ

Канд. техн. наук І.Є. Іванов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЬЗОВАНИЯ ТРАНСПОРТОМ ПРИ ГОРОДСКИХ ПЕРЕМЕЩЕНИИ

Канд. техн. наук И.Е. Иванов

DETERMINATION OF THE COEFFICIENT USING TRANSPORT TO THE CITY MOVE

Cand. of techn. sciences I. Ivanov

Розроблено ряд математичних моделей визначення функціонального зв'язку коефіцієнту користування транспортом залежно від змінних, що характеризуються групою поселень, транспортними характеристиками та економічною складовою населення.

Ключові слова: транспорт, місто, коефіцієнт, модель, кореляція.

Разработан ряд математических моделей определения функциональной связи коэффициента пользования транспортом в зависимости от переменных, характеризующихся группой поселений, транспортными характеристиками и экономической составляющей населения.

Ключевые слова: транспорт, город, коэффициент, модель, корреляция.

A number of mathematical models determine the functional connection using transport coefficient depending on the variables that are characterized by a group of settlements, traffic characteristics and economic components of population. Conducted regression analysis showed diverse effects, characterized types of models and corresponding coefficients of determination.

The models can be used for a specific group of cities that have a certain set of distinct variables.

Keywords: transportation, city, coefficient, model, correlation.

Постановка проблеми. Одна з основних проблем організації роботи міського пасажирського транспорту (МПТ), полягає в адекватному розрахунку або прогнозуванні розподілу трудових переміщень між індивідуальним і суспільним транспортом [1-3]. Тому є зацікавленість вчених та практиків в синтезі моделей залежностей рухливості реалізованої на всьому транспорті та окремо на МПТ від сукупності змінних, яка в значній мірі утруднена тим, що потребує проведення дороговартісних та багаточислених спостережень [1-6]. Тому існує потреба у визначенні математичних моделей зміни трудових переміщень між індивідуальним і суспільним транспортом.

Аналіз досліджень і публікацій. В роботах [1-3] були отримані закономірності перерозподілу транспортної роботи в містах між МПТ та індивідуальним транспортом. Де в якості основних факторів, що впливають на

рухливість населення, як загальної так і на міському пасажирському транспорті було розглянуто кількість мешканців міста та рівень автомобілізації.

Згодом були проведені дослідження й визначено, що такі показники, як вік та стать мешканців міста, мета поїздки, кількість поїздок за добу, рівень доходів населення, частина міста або передмістя, час поїздки та багато інших мають суттєвий вплив не лише на транспортну рухливість, а зокрема на розподіл поїздок між індивідуальним і суспільним транспортом [4-6]. Це дозволяє стверджувати про взаємозв'язок перелічених факторів та розподілом поїздок між індивідуальним і суспільним транспортом

Постановка завдання. Метою даної статті є розробка математичних моделей, що дозволяє оцінити вплив сукупності факторів на коефіцієнт користування транспортом.

Для досягнення цієї мети були вирішені наступні завдання: експериментальне визначення параметрів, що впливають на коефіцієнт користування транспортом та статистична обробка експериментальних даних.

Коефіцієнт користування транспортом визначається за наступною залежністю

$$k_{TP} = \frac{P_{TP}}{P_3}, \quad (1)$$

де P_{TP} – транспортна рухливість населення, поїздок;

P_3 – загальна рухливість населення, переміщень.

В свою чергу транспортна рухливість, складається із двох складових: транспортної рухливості на МПТ $P_{МПТ}$ та рухливості, яка була реалізована на особистому транспорті $P_{ОТ}$. Тобто

$$P_{TP} = P_{МПТ} + P_{ОТ}. \quad (2)$$

Тоді коефіцієнт користування міським пасажирським транспортом визначається за залежністю

$$k_{МПТ} = \frac{P_{МПТ}}{P_{TP}}. \quad (3)$$

Для визначення факторів впливу на транспортну рухливість було проведено натурні дослідження, що склалися з двох

частин. Першим етапом було проведення анкетування мешканців міста за наступною групою питань (табл. 1).

Другим етапом було визначення загальних параметрів, що характеризують переміщення мешканців в окремому місті. Результатом стала типова усереднена таблиця співвідношення функції відгуку та змінних (табл. 2).

Для розповсюдження результатів досліджень було обрано із кожної групи міст (найзначніші, значні, великі, середні та малі) по два міста. Для розповсюдження результатів досліджень на генеральну сукупність використовувалося відоме відсоткове співвідношення між основними групами населення.

На підставі даних, отриманих при проведенні натурних досліджень, стає можливим математичний опис залежності змінних X_i та коефіцієнту користування транспортом k_{TP} .

На першому етапі дослідження проводився аналіз впливу кожного з раніше визначених факторів X_i на значення коефіцієнту користування транспортом k_{TP} , методами кореляційного та регресійного аналізу [7].

За фактичними даними було визначено математичні моделі: експоненціального, степеневого, лінійного, логарифмічного та поліноміального виглядів в середовищі MS Excel. Для вибору остаточного виду моделі використовувався такий критерій, як коефіцієнт детермінації.

Таблиця 1

Анкета-інтерв'ю (типовий варіант)

Параметр	Значення
Вік	28-31 років
Стать	Ж
Середній дохід на одну особу (зі слів)	1000-1500 грн/місяць
Кількість поїздок в МПТ за останні 2 тижні	40-45
Кількість поїздок на індивідуальному транспорті за останні 2 тижні	не має
Кількість поїздок на таксі за останні 2 тижні	3
Місто	Харків (параметри в окремому файлі)
Побажання	розвивати метрополітен

Співвідношення змінних X_i та функції відгуку Y_1

Параметр	Приналежність
Коефіцієнт користування транспортом k_{TP}	Y_1
Кількість жителів у місті, $H_{Ж}$, тис. чол.	X_1
Рівень автомобілізації у місті, V_a , авт./1000 мешканців	X_2
Щільність транспортної мережі, δ , км/км ²	X_3
Щільність маршрутної мережі, δ_M , км/км ²	X_4
Кількість місць в МПТ на одного мешканця, P_M , пас.місць	X_5
Кількість автомобілів-таксі на 1000 мешканців, $V_{макс}$, авт./1000 мешканців	X_6
Середній динамічний коефіцієнт заповнення салонів МПТ, γ_δ	X_7
Відношення середнього часу поїздки в МПТ до середнього часу поїздки в таксі, $t_{МПТ} / t_T$	X_8
Площа міста на одного мешканця, $F_{y\delta}$, км ² /чол.	X_9
Сельбищна площа міста на одного мешканця, $F_{сл}^{y\delta}$, км ² /чол.	X_{10}
Середній дохід на одну особу, ϵ_M , євро/1 мешканця на місяць	X_{11}

Залежність зміни коефіцієнту користування транспортом від кількості жителів у місті описується логарифмічною моделлю ступеня та має коефіцієнт детермінації $R^2 = 0,9768$. Математичний вигляд моделі

$$k_{TP} = 0,0733 \cdot \ln(H_{Ж}) + 0,2225. \quad (4)$$

Залежність зміни коефіцієнту користування транспортом від рівня автомобілізації у місті описується логарифмічною моделлю та має коефіцієнт детермінації $R^2 = 0,7764$. Математичний вигляд моделі

$$k_{TP} = 0,4519 \cdot \ln(V_a) - 1,6155. \quad (5)$$

Залежність зміни коефіцієнту користування транспортом від щільності транспортної мережі описується поліноміальною моделлю 2-го ступеня та має коефіцієнт детермінації $R^2 = 0,2895$. Математичний вигляд моделі

$$k_{TP} = -0,2713 \cdot \delta^2 + 1,6218 \cdot \delta - 1,7638. \quad (6)$$

Залежність зміни коефіцієнту користування транспортом від щільності маршрутної мережі описується поліноміальною моделлю 2-го ступеня та має коефіцієнт детермінації $R^2 = 0,3865$. Математичний вигляд моделі

$$k_{TP} = 1,7154 \cdot \delta_M^2 - 10,61 \cdot \delta_M + 16,971. \quad (7)$$

Залежність зміни коефіцієнту користування транспортом від кількості місць в МПТ на одного мешканця описується степеневою моделлю ступеня та має коефіцієнт детермінації $R^2 = 0,7647$. Математичний вигляд моделі

$$k_{TP} = 1,2231 \cdot P_M^{0,5659}. \quad (8)$$

Залежність зміни коефіцієнту користування транспортом від кількості автомобілів-таксі на 1000 мешканців описується степеневою моделлю та має

коефіцієнт детермінації $R^2 = 0,9213$.
Математичний вигляд моделі

$$k_{TP} = 0,3818 \cdot V_{max}^{0,2571} \quad (9)$$

Залежність зміни коефіцієнту користування транспортом від середнього значення динамічного коефіцієнту заповнення салонів МПТ описується лінійною моделлю та має коефіцієнт детермінації $R^2 = 0,1172$.
Математичний вигляд моделі

$$k_{TP} = 1,0833 \cdot \left(\frac{t_{МПТ}}{t_T} \right)^2 - 4,6041 \cdot \frac{t_{МПТ}}{t_T} + 5,4627 \quad (11)$$

Залежність зміни коефіцієнту користування транспортом від площі міста на 1000 мешканців описується поліноміальною моделлю 2-го ступеня та має коефіцієнт

$$k_{TP} = -5,9755 \cdot F_{y\delta}^2 + 4,6124 \cdot F_{y\delta} - 0,1535 \quad (12)$$

Залежність зміни коефіцієнту користування транспортом від сільбищної площі міста на 1000 мешканців описується поліноміальною моделлю 2-го ступеня та має

$$k_{TP} = 0,9677 \cdot F_{cl}^{y\delta^2} - 0,5652 \cdot F_{cl}^{y\delta} + 0,7951 \quad (13)$$

Залежність зміни коефіцієнту користування транспортом від середнього доходу на одну особу описується логарифмічною моделлю та має коефіцієнт детермінації $R^2 = 0,9617$.
Математичний вигляд моделі

$$k_{TP} = 0,3464 \cdot \ln(C_M) - 1,0987 \quad (14)$$

Отримані залежності зміни коефіцієнту користування транспортом (4)–(14) мають різнобічний вплив, що характеризується видами моделей та відповідними коефіцієнтами детермінації. Тому необхідно провести факторний аналіз, використовуючи парні кореляції (табл. 3).

$$k_{TP} = -1,1288 \cdot \gamma_\delta + 1,0472 \quad (10)$$

Залежність зміни коефіцієнту користування транспортом від відношення середнього часу поїздки в МПТ до середнього часу поїздки в таксі описується поліноміальною моделлю 2-го ступеня та має коефіцієнт детермінації $R^2 = 0,3642$.
Математичний вигляд моделі

детермінації $R^2 = 0,4279$.
Математичний вигляд моделі

коефіцієнт детермінації $R^2 = 0,2641$.
Математичний вигляд моделі

Аналіз отриманих результатів (табл. 3) показав різнонаправленість парних кореляцій між змінними. Що в свою чергу потребує додаткових досліджень.

Висновки і перспективи подальшої роботи. В роботі визначено функціональні зв'язки між значеннями коефіцієнту користування транспортом та змінними, що характеризуються групою поселень, транспортними характеристиками та економічною складовою населення.

Отримані математичні моделі можливо використовувати для окремої групи міст, що мають певну сукупність чітко виражених змінних.

В подальшому необхідно провести оцінку отриманих моделей на інших об'єктах, а саме містах, які не ввійшли в дані дослідження.

Матриця коефіцієнтів парної кореляції

Змінні	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	X ₆	X ₇	X ₈	X ₉	X ₁₀	X ₁₁
X ₁	1	0,79	0,34	0,55	0,76	0,83	-0,18	-0,52	-0,67	-0,85	0,87
X ₂	0,79	1	0,48	0,49	0,9	0,96	-0,29	-0,51	-0,7	-0,9	0,87
X ₃	0,34	0,48	1	0,6	0,68	0,43	0,12	0,11	-0,58	-0,53	0,46
X ₄	0,55	0,49	0,6	1	0,72	0,44	0,64	0,29	-0,38	-0,44	0,38
X ₅	0,76	0,9	0,68	0,72	1	0,91	0,04	-0,27	-0,66	-0,91	0,82
X ₆	0,83	0,96	0,43	0,44	0,91	1	-0,31	-0,56	-0,73	-0,97	0,92
X ₇	-0,18	-0,29	0,12	0,64	0,04	-0,31	1	0,73	0,31	0,31	-0,41
X ₈	-0,52	-0,51	0,11	0,29	-0,27	-0,56	0,73	1	0,18	0,57	-0,53
X ₉	-0,67	-0,7	-0,58	-0,38	-0,66	-0,73	0,31	0,18	1	0,71	-0,75
X ₁₀	-0,85	-0,9	-0,53	-0,44	-0,91	-0,97	0,31	0,57	0,71	1	-0,95
X ₁₁	0,87	0,87	0,46	0,38	0,82	0,92	-0,41	-0,53	-0,75	-0,95	1

Список використаних джерел

1. Ефремов, И.С. Теория городских пассажирских перевозок [Текст] / И.С. Ефремов, В.М. Кобозев, В.А. Юдин – М.: Высшая школа, 1980. – 535 с.
2. Rao D.P. Urban passenger transportation [Текст] / D.P. Rao, K.S. Murthy. – Inter-India Publications, 1997. – 416 p.
3. Доля, В.К. Пасажирські перевезення [Текст] / В.К. Доля. – Харків: Вид-во „Форт”, 2011. – 507 с.
4. Гудков, В.А. Технология, организация и управление пассажирскими автомобильными перевозками [Текст] / В.А. Гудков, Л.Б. Миротин. – М.: Транспорт, 1997. – 254 с.
5. Спиринов, И.В. Организация и управление пассажирскими автомобильными перевозками [Текст] / И.В. Спиринов. – М.: Академия, 2003. – 400 с.
6. Ігнатенко, О.С. Організація автобусних перевезень у містах [Текст] / О.С. Ігнатенко, В.С. Маруни. – К.: УТУ, 1998. – 196 с.
7. Дрейпер, Н. Прикладной регрессионный анализ. Множественная регрессия [Текст] / Н. Дрейпер, Г Смит. – М.: Диалектика, 2007. – 912 с.

Рецензент д-р техн. наук, професор М.П. Ремарчук

Іванов Ігор Євгенович, канд. техн. наук, кафедра транспортних систем і логістики, Харківський національного університету міського господарства імені О.М. Бекетова.

Igor Ivanov, Ph.D., Department of Transport Systems and Logistics, Kharkiv National University of Municipal Economy named O.M. Beketova.

УДК 656.13

ВЛИЯНИЕ ТРАНСПОРТНОГО ЗАТОРА НА ВЫРАБОТКУ СТРАТЕГИИ ПОВЕДЕНИЯ ВОДИТЕЛЯ

Канд. техн. наук Н.У. Гюлев, д-р техн. наук В.К. Доля

ВПЛИВ ТРАНСПОРТНОГО ЗАТОРУ НА ВИРОБЛЕННЯ СТРАТЕГІЇ ПОВЕДІНКИ ВОДІЯ

Канд. техн. наук Н.У. Гюлев, д-р техн. наук В.К. Доля

INFLUENCE CONGESTION ON DEVELOPING A STRATEGY DRIVER BEHAVIOR

Cand. of techn. sciences N.U. Gyulev, Doct. of techn. sciences V.K. Dolya

Проанализированы факторы, влияющие на функциональное состояние водителя. Отмечено, что транспортный затор является одним из основных источников повышения эмоциональной напряженности водителя.

Представлены результаты некоторых исследований влияния транспортного затора на функциональное состояние водителя.

Также отмечено то, что ухудшение функционального состояния водителя в транспортном заторе приводит к выработке неадекватной стратегии поведения и к повышению вероятности совершения дорожно-транспортного происшествия.

Ключевые слова: транспортный затор, функциональное состояние, время реакции, дорожно-транспортная ситуация, безопасность движения, стратегия поведения.

Проаналізовано фактори, що впливають на функціональний стан водія. Відзначено, що транспортний затор є одним з основних джерел підвищення емоційної напруженості водія. Представлені результати деяких досліджень впливу транспортного затору на функціональний стан водія. Також відзначено те, що погіршення функціонального стану водія в транспортному заторі призводить до виробленню неадекватної стратегії поведінки і до підвищення ймовірності вчинення дорожньо-транспортної пригоди.

Ключові слова: транспортний затор, функціональний стан, час реакції, дорожньо-транспортна ситуація, безпека руху, стратегія поведінки.

Safe operation of the transport system of the city depends on the technology of traffic. The main element of this system is the driver. The safety of the system depends of its behavior strategy.

One of the main factors negatively affecting on the condition of the driver, is the congestion that occurs due to excessive traffic on the capacity of the road.

Stayed traffic jam has a negative impact on the psychophysiology of driver. In this deteriorates its functional state, which leads to a temporary disorder of certain psychic functions driver, an increase in its reaction time. As a result, the driver can choose not adequate given traffic situations strategy of behavior that can lead to a traffic accident.

However, drivers to stay in the congestion react differently. Therefore, attempts to predict the behavior of the driver and his reaction time on the basis of average values lead to incorrect results.

In this article, conducted studies to assess the impact of traffic congestion on the functional state of drivers under different conditions of their journey, taking into account the amount of time for the trip.

With increasing residence time in the traffic congestion there is deterioration of the functional state of the driver and the growth of its emotional intensity. If you exceed the value of the indicator activity of the regulatory systems of the body five points, the driver begins to react adequately to the traffic situation. This is manifested in the fact that at a certain level of psycho-emotional stress caused by traffic congestion, the driver takes the wrong steps after leaving the mash.

Therefore, the organization of traffic to improve traffic safety it is necessary to incorporate the laws.

Keywords: traffic congestion, functional status, response time, traffic situation, safety, behavioral strategy.

Введение. Основной задачей транспортной системы любого города является своевременное и качественное оказание транспортных услуг. При этом важное значение имеет скорость движения и время, затрачиваемое на перевозку пассажиров и грузов с соблюдением безопасности движения (БД). Однако фактические показатели этих параметров часто превышают расчетные вследствие образования транспортных заторов.

Постановка проблемы. Транспортные заторы появляются вследствие превышения интенсивности дорожного движения над пропускной способностью улиц и дорог и приводят к значительному увеличению времени передвижения и снижению скорости движения транспорта. Пребывание в транспортных заторах отрицательно сказывается на психофизиологическом состоянии водителя, вызывая ухудшение его функционального состояния и ряда психических свойств [1, с.62, 2, с.51, 3, с.117, 4, с.22, 5, с.52-60].

Отрицательное воздействие транспортных заторов заключается также в ухудшении экологической обстановки города вследствие выброса токсических веществ, содержащихся в отработавших газах автомобилей, в атмосферу. Превышение концентрации отравляющих веществ в воздухе выше допустимой нормы отрицательно влияет на состояние водителя и повышает вероятность возникновения дорожно-транспортного происшествия (ДТП) [4, с.6].

Пребывание в транспортном заторе оказывает отрицательное влияние на психофизиологию водителя. При этом ухудшается его функциональное состояние, которое приводит к временному расстройству некоторых психических функций водителя, росту его времени реакции [2, с.62]. В результате водитель может выбрать не адекватную данной дорожно-транспортной ситуации стратегию поведения, которая может привести к возникновению ДТП.

Анализ последних исследований и публикаций. Вопросами формирования транспортных потоков, психофизиологических особенностей водителей и организации дорожного движения посвящено много работ. В работах [1, с.61-65, 4, с.38-50, 6, с.236-240] рассмотрены закономерности формирования транспортных потоков и организации

дорожного движения. Однако вопросы, связанные с влиянием функционального состояния водителя на безопасность дорожного движения и выработку стратегии поведения, рассмотрены не в полном объеме. В работе [7, с.72-80] приведены результаты исследований изменения функционального состояния водителей на участках дорожной сети и на остановочных пунктах маршрутного транспорта. Автор работы [8, с.36-40] уделил особое внимание вопросам безопасности движения. Однако проблема влияния транспортного затора на функциональное состояние водителя и выработку стратегии поведения рассмотрена не в полном объеме.

Цель исследования. Целью исследования является изучение влияния транспортного затора в период «пик» на выработку стратегии поведения водителя и на безопасность дорожного движения. Для достижения цели необходимо экспериментальным путем изучить изменение функционального состояния водителя в период пребывания в транспортном заторе.

Основной материал. Наиболее значимые факторы, оказывающие влияние на функциональное состояние водителя во время движения, представлены в работе [9, с.140-144]. Они были получены путем анкетного опроса водителей и экспертных оценок. Наиболее значимым фактором, отрицательно влияющим на функциональное состояние водителя, оказался транспортный затор (рис. 1).

Факторы, оказывающие влияние на функциональное состояние водителя в условиях транспортного затора, были отобраны в работе [10, с.73-75]. Таковыми оказались следующие: возраст водителя; стаж работы водителя; тип нервной системы; число полос на дороге; комфортабельность автомобиля; длительность пребывания в транспортном заторе; величина функционального состояния водителя перед затором.

Для определения влияния транспортного затора на функциональное состояние водителя и на выработку стратегии его поведения были проведены экспериментальные исследования.

Функциональное состояние водителя оценивалось путем математического анализа сердечного ритма водителя и определения показателя активности регуляторных систем (ПАРС) по методу профессора Баевского Р.М. [11, с.85-110, 12, с.63-70].

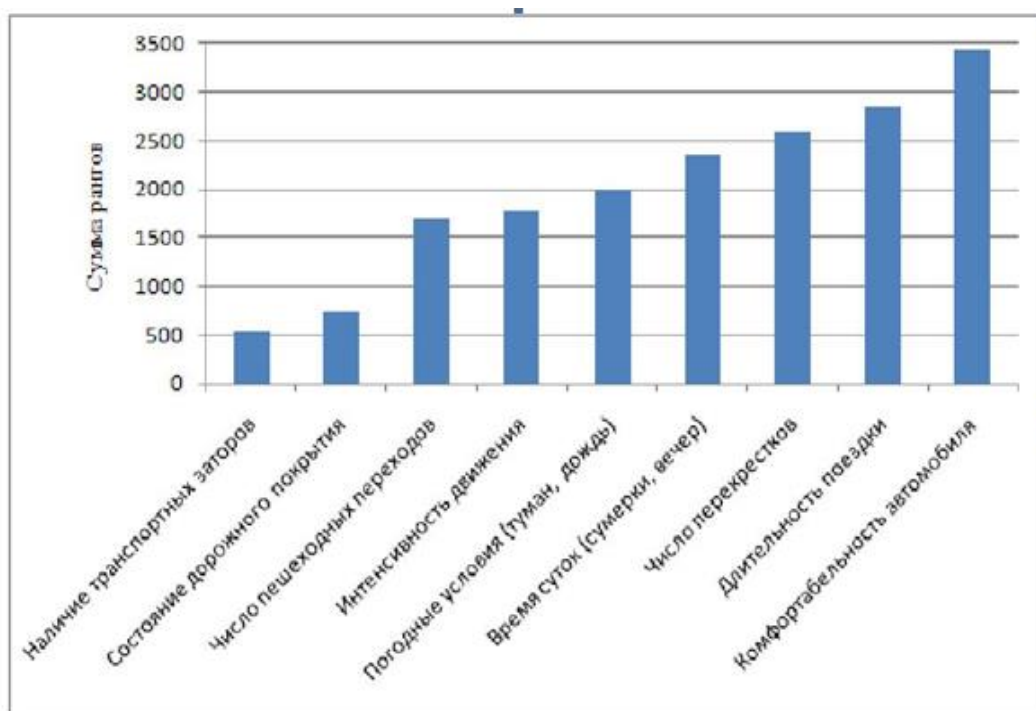


Рис. 1. Гистограмма значимости факторов, влияющих на функциональное состояние водителей

ПАРС является интегральным показателем оценки ФС. Методика его расчета достаточно сложна. Расчеты производятся с помощью специальной программы на ЭВМ. При этом исходными данными для определения ПАРС являются расстояния между зубцами кардиоинтервалов электрокардиограммы. ПАРС определяется исходя из пяти функциональных систем: суммарного эффекта регуляции, функции автоматизма, вегетативного гомеостаза, устойчивости регуляции и активности подкорковых нервных центров. В зависимости от величины ПАРС (в баллах) определяется, в каком состоянии находится человек: до 3 баллов – нормальное состояние; с 3 до 6 баллов – состояние напряжения; с 6 до 8 баллов – состояние перенапряжения.

Некоторые результаты экспериментальных исследований для трех водителей в утренний период «пик» приведены на рис. 2, 3.

Из рис. 2 видно, что функциональное состояние 1 и 2 водителя в транспортном заторе при отсутствии ограничения времени на поездку стабилизируется. Это объясняется тем, что высокий уровень функционального

состояния 1 и 2 водителя в начале транспортного затора сам по себе является результатом эмоциональной напряженности, вызванной при проезде предыдущего участка дороги. Дальнейшее нахождение в транспортном заторе в этом случае менее значимо по своему негативному влиянию на состояние водителя, чем условия проезда на предыдущем участке.

А у третьего водителя (рис.2) функциональное состояние в транспортном заторе ухудшается. Это объясняется тем, что условия проезда для него на предыдущем участке оказались благоприятными, а транспортный затор оказался более значимым и привел к повышению функционального состояния. Из рис. 3 следует, что состояние водителей в транспортном заторе при тех же начальных условиях изменяются по-другому. Тенденция изменения функционального состояния водителей к четвертой минуте пребывания в транспортном заторе несколько схожа с рис. 2, однако, дальнейшее влияние затора вызывает у них значительное ухудшение функционального состояния и рост эмоциональной напряженности. Это

объясняется тем, что продолжительность транспортного затора в условиях ограничения времени на поездку оказывается одним из

наиболее значимых факторов, влияющих на психоэмоциональную напряженность водителя.

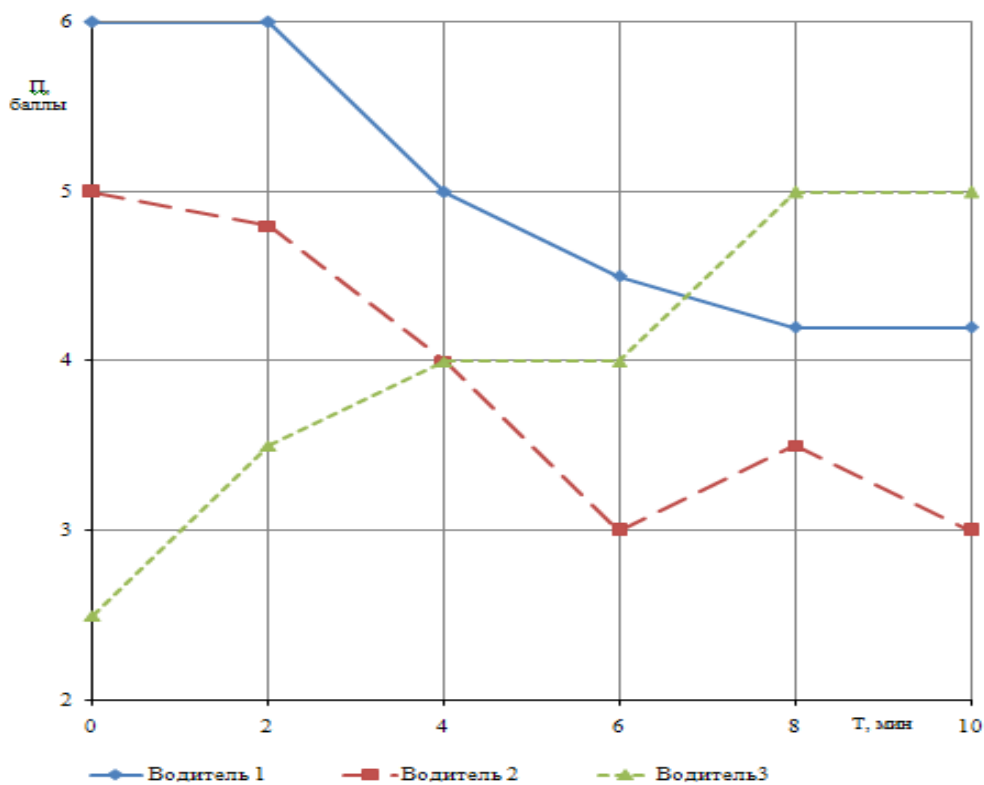


Рис. 2. Изменение функционального состояния водителей в транспортном заторе в случае отсутствия ограничения времени на поездку

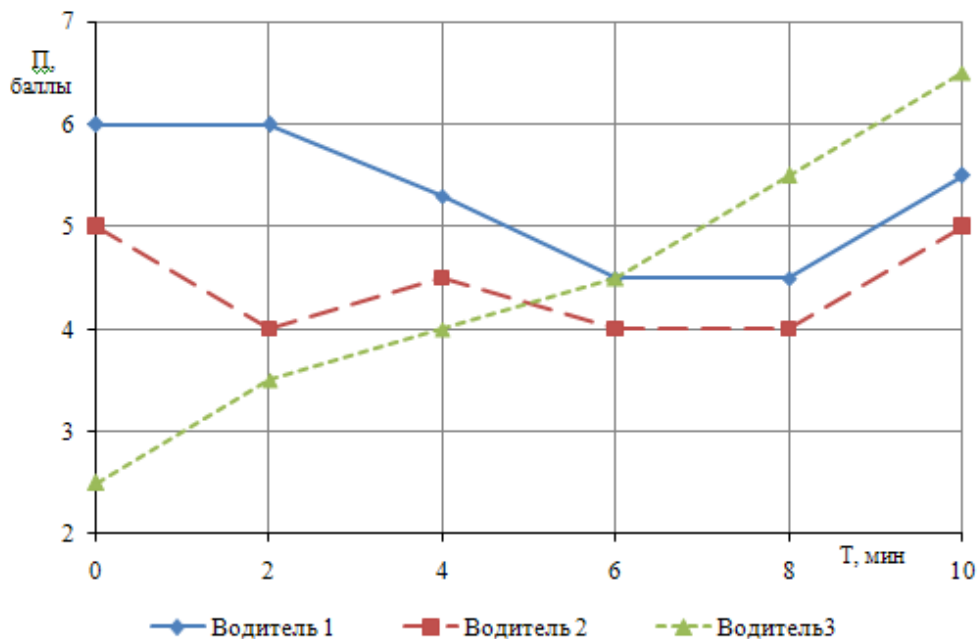


Рис. 3. Изменение функционального состояния водителей в транспортном заторе в случае ограничения времени на поездку

По мере увеличения времени пребывания в транспортном заторе происходит ухудшение функционального состояния водителя и рост его эмоциональной напряженности. При превышении значения показателя активности регуляторных систем организма пяти баллов, водитель начинает неадекватно реагировать на дорожно-транспортную ситуацию. Это проявляется в том, что при определенном уровне психоэмоциональной напряженности, вызванном транспортным затором, водитель принимает неправильные действия после выхода из затора.

Вследствие этого, водителем может быть неправильно оценена дорожная обстановка и его действия могут привести к дорожно-транспортному происшествию.

Одной из неправильных стратегий поведения водителя является то, что в условиях возникновения дефицита времени он, пытаясь компенсировать упущенное время, нередко

превышает дозволённую скорость на участке дорожной сети, что может привести к возникновению дорожно-транспортного происшествия.

Выводы и перспективы дальнейших исследований. Проведенные исследования позволили выявить количество факторов, влияющих на функциональное состояние водителя. Наиболее значимыми факторами, влияющими на функциональное состояние водителей, оказались: наличие транспортных заторов, состояние дорожного покрытия, число пешеходных переходов и интенсивность дорожного движения.

Эмоциональная напряженность водителя является одним из основных факторов, определяющих безопасность движения. От его уровня зависит точность оценки водителем дорожно-транспортной ситуации и выбор адекватного этой ситуации решения.

Список использованных источников

1. Хомяк, Я.В. Организация дорожного движения [Текст] / Я.В. Хомяк. – К.: Вища школа, 1986. – 271 с.
2. Мишури́н, В.М. Психофизиологические основы труда водителей автомобилей [Текст]: учеб. пособие / В.М. Мишури́н, А.Н. Романов, Н.А. Игнатов. – М.: МАДИ, 1982. – 254 с.
3. Гюлев, Н.У. Влияние времени простоя автомобиля в дорожном заторе на функциональное состояние водителя [Текст] / Н.У. Гюлев // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2011. – Т.1/10(49). – С. 50-52.
4. Кли́нковштейн, Г.И. Организация дорожного движения [Текст] / Г.И. Кли́нковштейн, М.Б. Афанасьев. – М.: Транспорт, 2001. – 247 с.
5. Гюлев, Н.У. Особливості ергономіки та психофізіології в діяльності водія [Текст]: навч. посібник / Н.У. Гюлев. — Харків: ХНАМГ, 2012. — 185 с.
6. Системологія на транспорті [Текст]: підручник у 5 кн.; за заг. ред. М.Ф. Дмитриченка. – Кн. IV: Організація дорожнього руху / Е.В. Гаврилов, М.Ф. Дмитриченко, В.К. Доля [та ін.]. – К.: Знання України, 2007. – 452 с.
7. Давідіч, Ю.О. Проектування автотранспортних технологічних процесів з урахуванням психофізіології водія [Текст] / Ю.О. Давідіч. – Харків: ХНАДУ, 2006. – 292 с.
8. Бабков, В.Ф. Дорожные условия и безопасность движения [Текст] / В.Ф. Бабков. – М.: Транспорт, 1982. – 288 с.
9. Гюлев, Н.У. Оценка значимости факторов, влияющих на функциональное состояние водителя [Текст] / Н.У. Гюлев // Вестник Национального технического университета «ХПИ». — 2011. — №10. — С. 140–144.
10. Гюлев, Н.У. Модель влияния транспортного затора на функциональное состояние водителя [Текст] / Н.У. Гюлев // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2011. — Т.2/6(50). — С. 73–75.
11. Баевский, Р.М. Математический анализ изменений сердечного ритма при стрессе [Текст] / Р.М. Баевский, О.И. Кириллов, С.З. Клецкин. – М.: Наука, 1984. – 222 с.

12. Гюлев, Н.У. Выбор рационального количества автобусов на маршрутах города с учетом влияния человеческого фактора [Текст]: дис... канд. техн. наук / Н.У. Гюлев. — Харьков, 1993. — 139 с.

Гюлев Нізамі Уруджевич, канд. техн. наук, доцент кафедри транспортних систем і логістики Національного університету міського господарства ім. О.М. Бекетова, вул. Революції, 12, м. Харків, Україна. Тел.: (057) 707-32-61. E-mail: ngulev@mail.ru.

Доля Віктор Константинович, д-р тех. наук, професор, заведувач кафедри транспортних систем і логістики. Національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова. вул. Революції, 12, м. Харків, Україна, Тел.: (057) 707-32-61.

Gyulev Nizami Urudzhevich, Ph.D., Associate Professor of the Department of Transport Systems and Logistics. National University of urban economy named A.N. Beketov. street. Revolution, 12, Kharkov, Ukraine, 61002. Research interests: Issues of safety and traffic management in the light of Psychophysiology driver. Contact tel.: (057) 716-93-70. E-mail: ngulev@mail.ru.

Dolya Victor Konstantinovich, Doctor of Technical Sciences, professor, head of the Department of Transport Systems and Logistics. National University of urban economy named A.N. Beketov. street. Revolution, 12, Kharkov, Ukraine, 61002. Research interests: Urban Transport Systems. Contact tel.: (057) 707-32-61.

УДК 656.13

ЗАКОНОМІРНОСТІ РОЗПОДІЛУ ПАСАЖИРСЬКИХ КОРЕСПОНДЕНЦІЙ МІЖ АЛЬТЕРНАТИВНИМИ ВАРІАНТАМИ ШЛЯХУ ПЕРЕСУВАННЯ У МІСТАХ

Кандидати техн. наук Д.П. Понкратов, Г.І. Фалецька

ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПАССАЖИРСКИХ КОРЕСПОНДЕНЦИЙ МЕЖДУ АЛЬТЕРНАТИВНЫМИ ВАРИАНТАМИ ПУТИ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ В ГОРОДАХ

Кандидаты техн. наук Д.П. Понкратов, Г.И. Фалецкая

REGULARITIES OF PASSENGER TRIPS DISTRIBUTION AMONG ALTERNATIVE PATHS IN THE CITIES

Cand. of techn. sciences D. Ponkratov, G. Faletska

Проведено варіювання факторів, що впливають на розподіл кореспонденцій за шляхами пересування та здійснено оцінку їх впливу на залежну змінну. Як залежну змінну використовували частку кореспонденції, що реалізується за кожним шляхом пересування з множини альтернативних. В якості факторів були виділені: кількість транспортних засобів на маршруті; швидкість сполучення; середнє квадратичне відхилення від планового інтервалу руху; імовірність відмови пасажирів в посадці; коефіцієнт використання пасажиромісткості; величина тарифу.

Ключові слова: пасажирські кореспонденції, шлях пересування, кількість транспортних засобів, швидкість сполучення, імовірність відмови пасажирів в посадці.

Проведено варьирование факторов, которые влияют на распределение корреспонденций между путями передвижения и выполнена оценка их влияния на зависимую переменную. В качестве зависимой переменной использовали долю корреспонденции, которая реализуется по каждому пути передвижения из множества альтернативных. В качестве факторов были выделены: количество транспортных средств на маршруте; скорость сообщения; среднее квадратическое отклонение от планового интервала движения; вероятность отказа пассажира в посадке; коэффициент использования пассажироместимости; величина тарифа.

Ключевые слова: пассажирские корреспонденции, путь передвижения, количество транспортных средств, скорость сообщения, вероятность отказа пассажира в посадке.

Varying of factors that affect on the distribution of passenger trip distribution among alternative paths in the transit network was conducted. The aim of the factor variation was to estimate their influence on the dependent variable. As the dependent variable used share of passenger, which has been make trips by alternative paths of the alternative set. As the factors were identified: number of vehicles on the route; speed of movement; standard headway deviation; failure of the passenger boarding probability; degree of vehicle capacity use; fare size.

Varying factors was performed on a separate route which is part of the path at constant parameters of the transportation process on other routes. To evaluate the performance of alternative paths technique was used, which involves an assessment of the generalized travel cost. Generalized cost depends on the travel time, the level of transport fatigue of the passengers and the fare size.

As a result of the study showed the direction and strength of the influence of individual factors on the trip distribution among alternative paths.

Keywords: passenger trip, alternative paths, number of vehicles, speed of movement, failure of the passenger boarding probability.

Вступ. Основним завданням міського пасажирського транспорту є своєчасне й повне задоволення потреб населення в пересуваннях. При розробці заходів, спрямованих на удосконалення організації та планування пасажирських перевезень, першочергове значення має інформація про попит на транспортні послуги, тобто про транспортні потреби мешканців міста. Правильність вирішення всього комплексу завдань організації та планування міських пасажирських перевезень безпосередньо залежить від того, наскільки точно вдасться спрогнозувати потреби населення у транспортних пересуваннях (попит на транспортні послуги) у часі та просторі.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. Забезпечення необхідного рівня транспортного обслуговування населення, як при удосконалюванні роботи діючої системи міського пасажирського транспорту, так і при розробці перспективних проектних рішень, можливе лише на базі глибокого і всебічного вивчення потреб жителів міста в пересуваннях. На підставі цих даних можливо обрати найбільш доцільні методи задоволення попиту мешканців міста на транспортні послуги. При цьому слід враховувати, що введення різних змін у параметри маршрутної мережі, що впливають на вибір пасажирями шляху пересування, призводить до перерозподілу пасажирських кореспонденцій між альтернативними варіантами шляху

пересування, унаслідок чого параметри пасажиропотоків змінюються. Відповідно, при розробці заходів, спрямованих на вдосконалення організації пасажирських перевезень, необхідно враховувати зворотні зв'язки між рівнем розвитку перевезень і попитом на них із боку пасажирів. Таким чином проблема визначення причинно-наслідкових зв'язків між параметрами, що характеризують рівень транспортного обслуговування та розподілом пасажирських кореспонденцій між альтернативними варіантами шляху пересування є актуальною та потребує вивчення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш складним питанням транспортного проектування, що вносить основну частку невизначеності у транспортний розрахунок і визначає основну частку помилки розрахунку кореспонденцій, є розподіл пасажиропотоків транспортною мережею. При загальній похибці розрахунку сумарного обсягу перевезень близько 15–20 % похибка розподілу пасажиропотоків ділянками мережі може досягати 100 % і більше [1].

Завдання вивчення і прогнозування пасажиропотоків має як наукову, так і практичну значущість. Із практичної точки зору вирішення цієї проблеми дає змогу визначити очікуваний пасажиропотік і на цій основі розраховувати технічні й експлуатаційні показники функціонування маршрутів. Наукова мета вирішення завдання вивчення і прогнозування пасажиропотоків полягає в дослідженні впливу різних факторів на формування пасажиропотоку [2].

Загальні питання транспортних та будівельних технологій

У транспортних розрахунках існує два підходи до опису потокових процесів: нормативний і дескриптивний. Нормативний підхід переважно застосовують для опису вантажопотоків у транспортних мережах. При дескриптивному підході структура потоків формується на основі індивідуальних рішень користувачів транспортної системи [3]. Виходячи з цих позицій, формування пасажиропотоків є наслідком колективної поведінки пасажирів, в основі якої лежить незалежна поведінка індивідумів, які прагнуть досягти власних цілей [4].

Існуючі підходи до розподілу пасажирських кореспонденцій (моделі вибору пасажиром шляху пересування) в якості факторів враховують: витрати часу на пересування за його складовими (час пішохідного руху, час чекання пасажиром на зупинному пункті, час поїздки в транспортному засобі), величину плати за проїзд, наявність пересаджень та інші [5-10]. Разом з цим, недостатньо уваги приділено висвітленню

питань взаємозв'язку між параметрами транспортного обслуговування та характеристиками розподілу пасажирських кореспонденцій маршрутною мережею міського пасажирського транспорту.

Метою роботи є дослідження закономірностей розподілу пасажирських кореспонденцій між альтернативними варіантами шляху пересування у містах.

Основна частина дослідження. Оцінку впливу факторів на розподіл пасажирських кореспонденцій покажемо використовуючи в якості вхідних даних параметри пересування пасажирів за альтернативними шляхами пересування параметри яких наведені у табл. 1. Як альтернативні розглянуто 6 шляхів пересування, які включають різне поєднання пішохідної складової пересування, поїздки у транспорті з використанням різних маршрутів. Безпересадочного сполучення для цих пунктів відправлення та призначення немає, внаслідок цього всі шляхи пересування передбачають здійснення однієї пересадки (дві маршрутні поїздки).

Таблиця 1

Параметри пересування пасажирів за альтернативними шляхами пересування

Номер шляху пересування	Відстань пішохідного підходу до зупинного пункту, км	Кількість маршрутних поїздок	Вид транспорту	Номер маршруту	Довжина маршруту, км	Експлуатаційна швидкість, км/год	Кількість транспортних засобів	Плановий інтервал руху, хв	Середнє квадратичне відхилення від планового інтервалу, хв	Імовірність відмови пасажирів в посадці	Відстань маршрутної поїздки, км	Швидкість сполучення, км/год	Коефіцієнт використання пасажиромісткості	Тариф, грн	Час пішого руху під час пересадки, хв	Відстань пішохідного підходу від зупинного пункту, км
1	0,44	2	A	206	7,7	18,3	7	6,7	2,23	0,24	5,5	20,2	0,91	3,0	1,0	0,38
			A	10e	6,2	19,2	8	4,8	1,6	0,00	2,5	21,0	0,51	3,0	-	
2	0,44	2	A	206	7,7	18,3	7	6,7	2,23	0,24	5,5	20,2	0,91	3,0	1,0	0,55
			A	281	6,7	18,9	6	7,1	2,57	0,00	2,8	21,2	0,45	3,0	-	
3	0,44	2	A	107	16,	18,8	1	10,3	3,43	0,18	5,5	20,6	0,88	3,5	1,0	0,38
			A	10e	6,2	19,2	8	4,8	1,6	0,00	2,5	21,0	0,51	3,0	-	
4	0,44	2	Tл	31	9,9	15,2	8	9,8	3,27	0,09	7,6	16,3	0,84	2,0	1,0	0,42
			Tм	6	12,	14,1	9	11,6	3,87	0,00	2,9	15,1	0,49	2,0	-	
5	0,53	2	A	28	3,7	24,6	2	9,0	3,0	0,26	3,7	27,4	1,18	1,0	3,0	0,59
			A	215	21,	18,1	5	28,4	6,52	0,00	6,9	21,3	0,65	3,5	-	
6	0,44	2	A	107	16,	18,8	1	10,3	3,43	0,18	5,5	20,6	0,88	3,5	1,0	0,55
			A	281	6,7	18,9	6	7,1	2,57	0,00	2,8	21,2	0,45	3,0	-	

Оцінку характеристик альтернативних шляхів пересування виконували з використанням методики, що наведена у праці [11]. Згідно з нею значення узагальненої вартості пересування залежить від витрат часу на його здійснення, рівня транспортної стомлюваності пасажирів та величини плати за проїзд. У свою чергу, ці показники визначаються низкою факторів, що характеризують параметри транспортного обслуговування, рівень тарифів на послуги маршрутного пасажирського транспорту та соціально-економічні умови життя населення.

Частку кореспонденції, що реалізується k -им шляхом пересування з множини альтернативних визначали за формулою:

$$P_{ij}^k = \frac{\exp(\beta \Delta C_{nepij}^k)}{\sum_{k=1}^m \exp(\beta \Delta C_{nepij}^k)}, \quad (1)$$

де β - коефіцієнт моделі ($\beta = -0,0683$);

ΔC_{nepij}^k - відхилення величини узагальнених витрат на пересування для k -го шляху від критичного, %;

m - кількість шляхів пересування, що входять до множини альтернативних, од.

Для дослідження закономірностей розподілу кореспонденцій між альтернативними шляхами пересування проведено варіювання факторів моделі з метою оцінки їх впливу на залежну змінну. Як залежну змінну розглядали частку кореспонденції, що реалізується за кожним шляхом пересування з множини альтернативних.

В якості факторів (керованих змінних), що впливають на розподіл пасажирських кореспонденцій, було виділено наступні: кількість транспортних засобів на маршруті, швидкість сполучення, середнє квадратичне відхилення від планового інтервалу руху, імовірність відмови пасажирів в посадці, коефіцієнт використання пасажиромісткості, величина тарифу. Для цих змінних було визначено діапазон варіювання, згідно до якого виконували зміну параметрів транспортного процесу на маршруті 206 е. При цьому параметри пересування на інших маршрутах,

що формують альтернативні шляхи пересування, приймали як сталі.

Зі зростанням кількості транспортних засобів, що працюють на маршруті 206 е, частка кореспонденції, що реалізується за шляхами 1 та 2 збільшується, в той час як для шляхів 3 – 6 зменшується (рис. 1). Це пов'язано з тим, що маршрут 206 е входить як складник у шляхи пересування 1 та 2. Зміна кількості транспортних засобів на маршруті позначається на інтервалі руху та впливає на час очікування пасажирів на зупинному пункті. Як наслідок, зі зростанням кількості транспортних засобів зменшується час пересування та його вартісна оцінка. Крім цього зменшення часу очікування позначається на зменшенні транспортної стомлюваності пасажирів, що робить використання шляхів 1 та 2 більш привабливими для пересування пасажирів. Зменшення частки кореспонденції для інших шляхів (3-6) пояснюється перерозподілом кореспонденцій між шляхами, які розглядаються.

Підвищення швидкості сполучення транспортних засобів на маршруті 206 е призводить до зростання частки кореспонденцій, що реалізуються за шляхами 1 та 2 (рис. 2). Це пов'язано з тим, що існує зворотний зв'язок між швидкістю сполучення, тривалістю поїздки та рівнем транспортної стомлюваності пасажирів. Зміна швидкості сполучення з 12 до 30 км/год викликає зростання частки кореспонденцій, що реалізуються за шляхом пересування № 1, з 0,151 до 0,297 (на 96,7 %). Для другого шляху пересування відповідна зміна швидкості сполучення позначається на зростанні частки кореспонденцій на 81 %.

Таким чином, швидкість сполучення на маршруті є вагомим фактором, що характеризує привабливість шляху пересування для пасажирів. Підвищення швидкості сполучення можна досягти за рахунок оптимізації розміщення зупинних пунктів, надання пріоритету в русі маршрутному транспорту та ін.

Середнє квадратичне відхилення від планового інтервалу є показником регулярності руху транспортних засобів на маршруті. Більш регулярний рух характеризується меншою величиною середнього квадратичного відхилення. Таким чином, зростання цього показника призводить до зменшення частки

кореспонденцій, що будуть використовувати цей маршрут (рис. 3). Однак вплив регулярності руху на привабливість шляхів пересування є значно меншим у порівнянні з вище розглянутими факторами (кількістю транспортних засобів та швидкістю

сполучення). В результаті збільшення середнього квадратичного відхилення від 0,5 до 5 хв. частка кореспонденцій, що реалізується за першим та другим шляхом пересування, зменшується на 5,5 та 5,9 % відповідно.

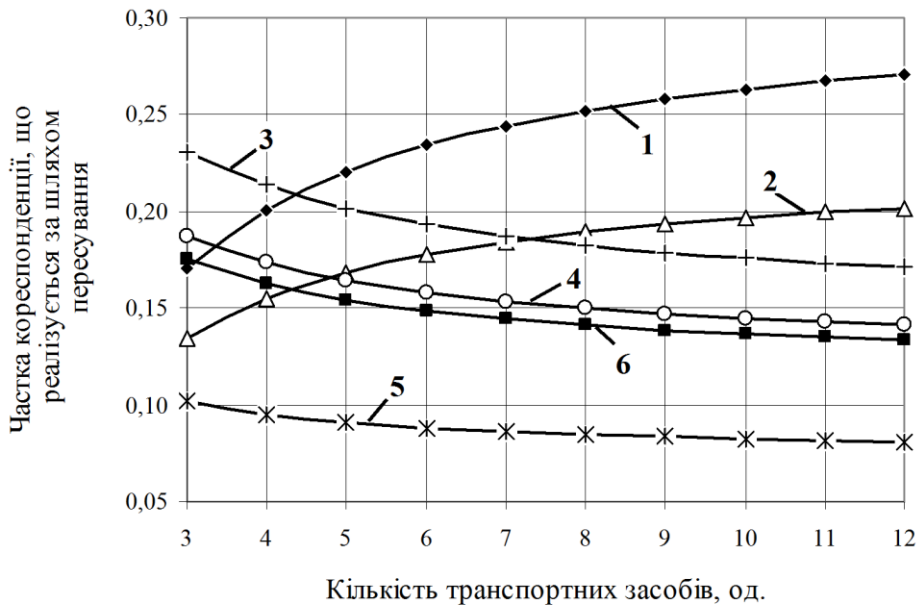


Рис. 1. Графік розподілу пасажирських кореспонденцій між альтернативними шляхами пересування залежно від кількості транспортних засобів, що працюють на маршруті 206 е: 1, 2, 3, 4, 5, 6 – номери шляхів пересування

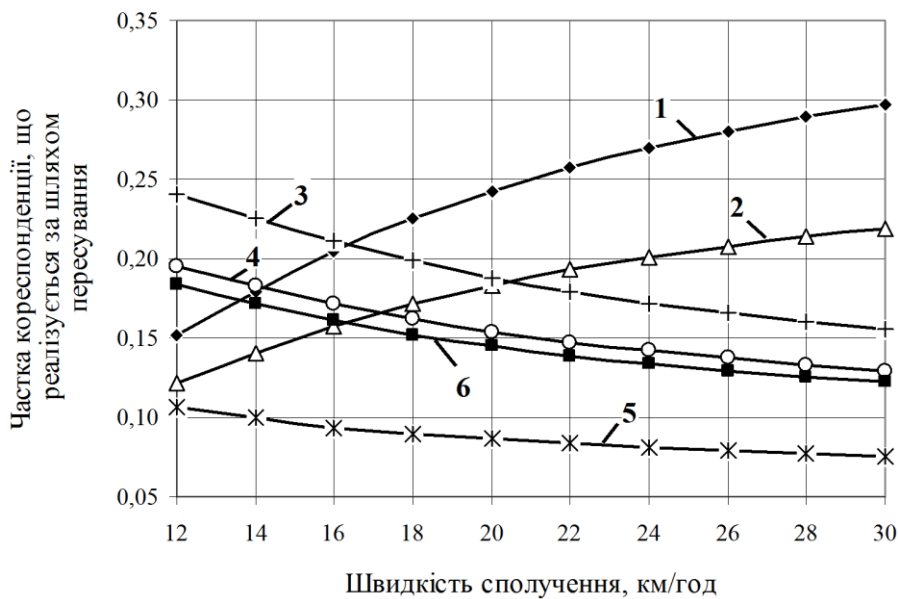


Рис. 2. Графік розподілу пасажирських кореспонденцій між альтернативними шляхами пересування залежно від швидкості сполучення на маршруті 206 е



Рис. 3. Графік розподілу пасажирських кореспонденцій між альтернативними шляхами пересування залежно від середнього квадратичного відхилення від планового інтервалу руху на маршруті 206 е

Імовірність відмови пасажирів в посадці виникає через перевищення попиту на послуги маршрутного пасажирського транспорту над рівнем транспортної пропозиції. У цьому випадку певна частка пасажирів не має можливості здійснити посадку у транспортний засіб, що подано до зупинного пункту через його переповнення та змушена очікувати на прибуття наступного. Зростання імовірності відмови в посадці призводить до збільшення часу очікування. У свою чергу це позначається на часі пересування та рівні транспортної стомлюваності пасажирів. Зміна імовірності відмови у діапазоні від 0 до 0,63 призводить до зменшення частки кореспонденцій, що реалізуються за першим шляхом пересування на 40,4 % та 36,7 % для другого шляху (рис. 4).

Зменшення імовірності відмови пасажирів в посадці може бути знижено за рахунок збільшення кількості транспортних засобів та підвищення регулярності їх руху.

Коефіцієнт використання пасажиромісткості є показником, що характеризує комфортабельність здійснення поїздки та разом із її тривалістю визначає рівень транспортної стомлюваності пасажирів. Значення коефіцієнта використання пасажиромісткості, що дорів-

нює 1, відповідає повній зайнятості місць для сидіння та середньому заповненню 5 пас./м² вільної площі підлоги транспортного засобу. Здійснення поїздки у транспортному засобі з коефіцієнтом використання пасажиромісткості значно впливає на рівень транспортної стомлюваності пасажирів та позначається на результатах виробничої діяльності при здійсненні трудових пересувань. Вплив цього показника на частку кореспонденції не є пропорційним. Так, зміна коефіцієнта використання пасажиромісткості від 0,4 до 1 призводить до зменшення частки кореспонденції на 15,1 та 10,1 % відповідно на першому та другому шляху пересування (рис. 5). Подальше зростання коефіцієнту в діапазоні 1-1,3 призводить до зменшення кореспонденції для цих шляхів на 30,7 та 21,4%.

Між величиною тарифу на маршруті, що входить до шляху пересування та часткою кореспонденції, яка буде за ним реалізована існує зворотний зв'язок (рис. 6). Зростання величини тарифу на маршруті призводить до зменшення імовірності його вибору пасажирями та більша частка кореспонденції буде реалізовуватися за шляхами пересування

де величина плати за проїзд менша. Зміна тарифу на маршруті 206 є від 1 до 5,5 грн викликає зменшення частки кореспонденції, що буде реалізована за першим шляхом пересування, у 2,63 рази та 2,36 – на другому шляху.

Таким чином, проведений аналіз показав, що зміна параметрів перевезень на одному

маршруті призводить до перерозподілу кореспонденцій між альтернативними варіантами шляху пересування. При цьому розглянуті фактори чинять різний вплив на частку кореспонденції, що реалізується за кожним шляхом пересування з множини альтернативних, як за напрямком впливу, так і за величиною.

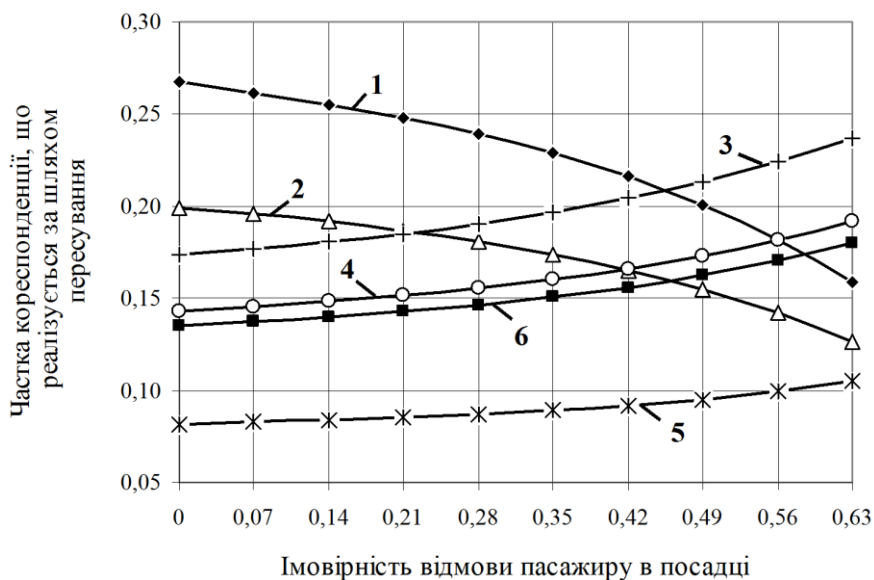


Рис. 4. Графік розподілу пасажирських кореспонденцій між альтернативними шляхами пересування залежно від імовірності відмови пасажирів у посадці на маршруті 206 е

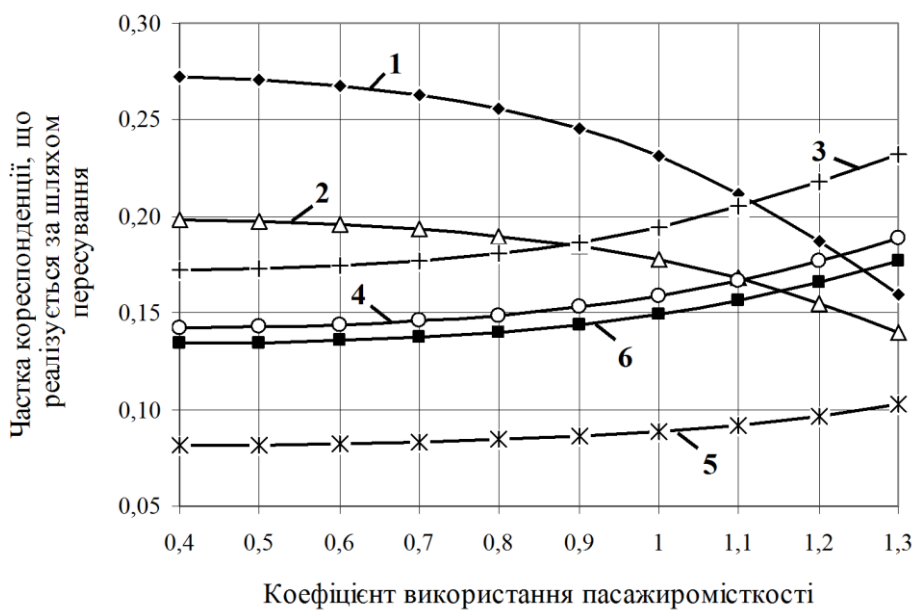


Рис. 5. Графік розподілу пасажирських кореспонденцій між альтернативними шляхами пересування залежно від коефіцієнту використання пасажиромісткості на маршруті 206 е

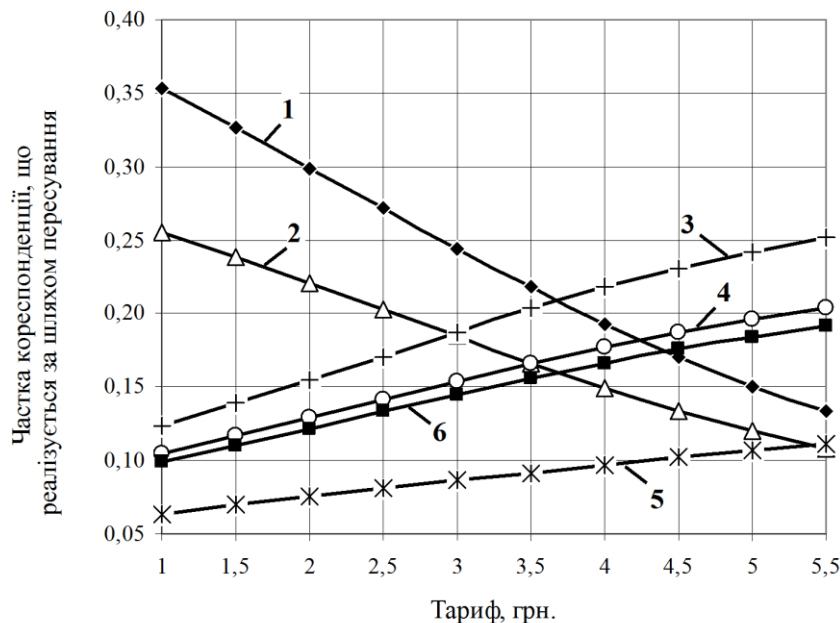


Рис. 6. Графік розподілу пасажирських кореспонденцій між альтернативними шляхами пересування залежно від величини тарифу на маршруті 206 е

Висновки. Зміна таких показників, як кількість транспортних засобів, середнє квадратичне відхилення від планового інтервалу руху та імовірність відмови пасажиру в посадці впливає на час очікування пасажиром на зупинному пункті та транспортну стомлюваність пасажирів. Швидкість сполучення та коефіцієнт використання пасажиромісткості характеризують тривалість і комфортабельність здійснення поїздки. Величина тарифу визначає грошові витрати на здійснення пересування.

Між часткою кореспонденції, що реалізується за шляхом пересування та такими факторами як, кількість транспортних засобів і швидкість сполучення спостерігається прямий

зв'язок. Зростання середнього квадратичного відхилення від планового інтервалу руху, імовірності відмови пасажиру в посадці, коефіцієнта використання пасажиромісткості та величини тарифу викликає зменшення частки кореспонденції, що реалізуються за цим шляхом пересування.

Слід зазначити, що фактори були розглянуто як незалежні один від одного. Разом з цим зміна одного з керованих факторів призводить до певної зміни інших. Внаслідок цього напрямком подальших досліджень є врахування системних зв'язків між факторами, що зумовлюють розподіл пасажирських кореспонденцій маршрутною мережею міського пасажирського транспорту.

Список використаних джерел

1. Ефремов, И.С. Теория городских пассажирских перевозок [Текст]: учеб. пособие для вузов / И.С. Ефремов, В.М. Кобозев, В.А. Юдин. – М.: Высш. школа, 1980. – 535 с.
2. Мун, Э.Е. Организация перевозок пассажиров маршрутными такси [Текст] / Э.Е. Мун, А.Д. Рубец. – М.: Транспорт, 1986. – 136 с.
3. Васильева, Е.М. Нелинейные транспортные задачи на сетях [Текст] / Е.М. Васильева, Б.Ю. Левит, В.Н. Лившиц. – М.: Финансы и статистика, 1981. – 104 с.
4. Брайловский, Н.О. Моделирование транспортных систем [Текст] / Н.О. Брайловский, Б.И. Грановский. – М.: Транспорт, 1978. – 125 с.
5. Рогова, Г.Л. Моделирование выбора путей передвижения пассажиров в транспортных системах городов [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Транспортные системы городов и промышленных центров» / Г.Л. Рогова. – М., 1987. – 19 с.

6. Грановский, Б.И. Моделирование пассажирских потоков в транспортных системах [Текст]/ Б.И. Грановский // Итоги науки и техники. Серия «Автомобильный и городской транспорт», т. 11. – М., 1986. – С. 67-107.

7. Доля, В.К. Пасажи́рські перевезення [Текст]: підручник / В.К. Доля. – Харків: Форт, 2010. – 504 с.

8. Вдовиченко, В.О. Ефективність функціонування міської пасажи́рської транспортної системи [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук: спец. 05.22.01 «Транспортні системи» / В.О. Вдовиченко. – К., 2004. – 20 с.

9. Горбачов, П.Ф. Підхід до визначення ймовірності вибору пасажиром шляху пересування [Текст] / П.Ф. Горбачов // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – 2006. – Вып. 19. – С. 88-91.

10. Садыхова, О.С. Выбор пассажиром пути следования [Текст] / О.С. Садыхова // Городской транспорт и инженерная подготовка городской территории. Сб. науч. трудов ЛИСИ №91. – Л., 1974, – С. 33-41.

11. Логістичні і ергономічні проблеми розвитку транспортних систем міст [Текст]: монографія / В.К. Доля, Є.І. Куш, Д.П. Понкратов [та ін.]. – Харків: НТМТ, 2013. – 203 с.

Рецензент д-р техн. наук, професор Ю.О. Давідіч

Понкратов Денис Павлович, канд. техн. наук, доцент кафедри транспортних систем і логістики. Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова, Харків. E-mail – dponkratov@mail.ua.
Фалецька Галина Іванівна, канд. техн. наук, доцент кафедри транспортних систем і логістики. Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова, Харків.

Ponkratov Denis, Ph.D. of Technical Sciences, Associate professor. Department of Transport Systems and Logistics. O.M. Beketov National University of Urban Economy, Kharkiv. E-mail – dponkratov@mail.ua.

Faletskaya Galina, Ph.D. of Technical Sciences, Associate professor. Department of Transport Systems and Logistics. O.M. Beketova National University of Urban Economy, Kharkiv.

УДК 656.13

ПРОЕКТУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ПАСАЖИРІВ У ПРИМІСЬКОМУ СПОЛУЧЕННІ З УРАХУВАННЯМ ТРАНСПОРТНОЇ СТОМЛЮВАНОСТІ ПАСАЖИРІВ

Канд. техн. наук. Т.М. Григорова

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПЕРЕВОЗКИ ПАССАЖИРОВ В ПРИГОРОДНОМ СООБЩЕНИИ С УЧЕТОМ ТРАНСПОРТНОЙ УТОМЛЯЕМОСТИ ПАССАЖИРОВ

Канд. техн. наук. Т.М. Григорова

DESIGN TECHNOLOGY TRANSPORT PASSENGERS IN SUBURBAN COMMUNICATION IN THE LIGHT TRANS-TAILOR FATIGUE PASSENGERS

Cand. tehn. sciences. T.M. Grigorova

У статті проведено аналіз підходів щодо оцінки параметрів приміської транспортної системи перевезення пасажирів. Як один з критеріїв оптимізації запропоновано використання транспортної стомлюваності пасажирів. Наведено математичну модель оцінки зміни транспортної стомлюваності при здійсненні поїздки.

Ключові слова: транспортна система, приміське сполучення, транспортна стомлюваність пасажирів, час переміщення.

В статті проведено аналіз підходів по оцінці параметрів пригородної транспортної системи перевезення пасажирів. В качестве одного из критериев оптимизации предложено использование транспортной утомляемости пассажиров. Приводится математическая модель оценки изменения транспортной утомляемости при осуществлении поездки.

Ключевые слова: транспортная система, пригородное сообщение, транспортная утомляемость пассажира, время передвижения.

The article analyzes the approaches to estimating the parameters of a suburban transport system carrying passengers. In order to improve the quality of the transport of passengers in kachestveodnogo of optimization criteria proposed the use of the transport of passengers fatigue. A mathematical model of fatigue assessment of changes in transport in the implementation of the trip and the results of its statistical evaluation. Analyzed the pattern of influence of all factors of the model to the value of the dependent variable. As future research is defined! Developing models of change fatigue transport for other bits and pieces move.

Keywords: transport system, commuter, transport passenger fatigue, while traveling.

Вступ. Технологія організації перевезень включає сукупність методів і операцій транспортування [1]. Транспортні підприємства вирішують складну задачу вибору з усіх заходів, спрямованих на підвищення якості обслуговування пасажирів, тих, які найбільш результативні й одночасно вимагають менших витрат [2]. Ефективність функціонування системи пасажирського транспорту визначається формою якісно-кількісного вираження мети транспортного обслуговування населення, у якій виявляється вся сукупність взаємозв'язків і взаємодій транспортної системи [2, 3].

Постанова проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. Дослідники висвітлюють різноманітні проблеми організації перевезення пасажирів. Одним з найважливіших напрямків вдосконалення транспортного процесу є врахування інтересів як перевізників, так і пасажирів [4]. Невирішеними залишаються питання удосконалення організації автобусного сполучення у приміському сполученні, що пов'язано з відсутністю відповідного критерію для оцінки рівня ефективності організації системи перевезення пасажирів. Вишення цього завдання пов'язано з теорією прийняття рішень при виборі виду транспорту для виконання переміщення. При цьому, як визначають дослідники, суттєвим чином на це впливає величина транспортної стомлюваності, яка виникає у пасажирів при переміщенні [5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Ефективність технологічного процесу залежить від показників якості перевезення пасажирів, що пов'язані з рівнем

задоволення потреб населення в транспортному обслуговуванні. За даними дослідників, основними показниками якості перевезень пасажирів є: умови проїзду, що характеризуються ступенем наповнення автобуса; регулярність руху; час, витрачений пасажирами на пересування; безпека руху [6, 7]; ступінь пересадження [7]. Всі ці фактори мають різну значущість для різних груп міст внаслідок відмінності в умовах пересування. Це дає можливість визначення комплексного показника якості, адекватного оцінці пасажирів. Крім того, рівень обслуговування впливає на транспортну стомлюваність пасажирів, що в свою чергу позначається на їхній продуктивності праці на основному виробництві [4, 5]. Дослідження процесу стомлення показало, що воно визначається зміною функціонального стану людини [5]. Інтегральним критерієм оцінки функціонального стану людини є показник активності регуляторних систем. Цей показник відбиває загальну реакцію організму на вплив факторів зовнішнього середовища та характеризує напругу інформаційних каналів регуляції в організмі людини, реакцію цих каналів на вплив зовнішніх подразників. Показник активності регуляторних систем визначається шляхом обробки електрокардіограми людини та вимірюється в балах, за якими можна визначити в якому стані вона знаходиться [4, 5]: до 3 балів – нормальний стан; від 3 до 6 балів – стан напруги; від 6 до 8 балів – стан перенапруження; від 9 до 10 балів – стан виснаження.

Існуючі наукові підходи визначають, що витрати часу пасажирів на пересування

представляються сумою витрат часу на виконання наступних елементів пересування пасажирів [7]: пішохідного руху від пункту відправлення до зупиночного пункту та від зупиночного пункту до пункту призначення; очікування транспорту на зупиночному пункті; руху в транспортному засобі. Оцінивши вплив кожного елементу переміщення на рівень стомлюваності пасажирів можна визначити параметри перевезення пасажирів, які мінімізують транспортну стомлюваність пасажирів.

Мета та постановка завдання. Метою даної роботи є дослідження впливу параметрів приміської транспортної системи перевезення пасажирів на зміну показника активності регуляторних систем пасажирів при проїзді стоячи у приміському сполученні. Для досягнення поставленої мети необхідне проведення обстеження параметрів проїзду та вимірвання значення показника активності регуляторних систем.

Основна частина дослідження. Для отримання вихідної інформації було проведено натурні спостереження, протягом яких у пасажирів при переміщенні у приміському

сполученні фіксувалася електрокардіограма та одночасно визначалися параметри переміщення. На підставі отриманої інформації було проведено математичний опис функціонального зв'язку між показником активності регуляторних систем пасажирів і факторами, що на нього впливають.

Серед усіх методів, які дозволяють проводити математичний опис зміни показника активності регуляторних систем пасажирів приміського пасажирського транспорту, використовувалися методи регресійного і кореляційного аналізу [8]. Розробка регресійних моделей проводилася з використанням рекомендацій, за якими кількість спостережень повинно бути в 6-7 разів більше за кількість факторів, що входять до моделі [9]. Коефіцієнти регресії розраховувалися відповідно до методу найменших квадратів [10].

Результати розрахунків параметрів моделі зміни показника активності регуляторних систем здійсненні проїзду стоячи у салоні транспортного засобу приміського сполучення, наведені в табл. 1, 2. Модель має наступний вигляд:

$$P_{\text{нися}}^{\text{pcm}} = 0,03 \cdot ((P_{\text{до}}^{\text{pcm}})^2 \cdot (\log(B_n))) + 0,13 \cdot (\gamma \cdot t_{\text{рух}}^{\text{cm}}) \cdot (2,8 / (C / N_m)) \quad (1)$$

Таблиця 1

Межі вимірювання факторів моделі зміни показника активності регуляторних систем пасажирів при проїзді стоячи у салоні транспортного засобу приміського сполучення

Фактори	Позначення, розмірність	Межі вимірювання
Показник активності регуляторних систем до початку проїзду	$P_{\text{до}}^{\text{pcm}}$, бали	1-7,6
Вік пасажирів	B_n , роки	18-60
Час руху	$t_{\text{рух}}^{\text{cm}}$, хв.	14-39
Коефіцієнт використання місткості	γ	0,31-0,91
Відношення вартості нового автобуса до номінальної місткості	C/N_m , тис.у.о./н.м.	0,6-1,98

Таблиця 2

Характеристика моделі зміни показника активності регуляторних систем пасажирів при проїзді стоячи у салоні транспортного засобу приміського сполучення

Фактор	Коефіцієнт	Стандартна похибка	Критерій Стьюдента	
			розрахунковий	табличний
$(P_{\text{до}}^{\text{pcm}})^2 \cdot (\log(B_n))$	0,03	0,02	2,52	2,02
$(\gamma \cdot t_{\text{рух}}^{\text{cm}}) \cdot (2,8 / (C / N_m))$	0,13	0,06	2,25	2,02

З використанням критерію Фішера, коефіцієнта множинної кореляції та середньої похибки апроксимації проводилася оцінка статистичної значимості моделі (табл. 3).

Розрахунки показали, що значення коефіцієнту множинної кореляції відповідає високому ступеню тісноти зв'язку. Оцінка адекватності розробленої моделі зміни показника активності регуляторних систем пасажира при проїзді стоячи у салоні транспортного засобу приміського сполучення проводилася з використанням значення середньої помилки апроксимації. Значення середньої похибки апроксимації відповідає допустимим межах.

Таким чином, проведені розрахунки показали, що отриману модель зміни показника активності регуляторних систем пасажира при

проїзді стоячи усалоні транспортного засобу приміського сполучення можливо використовувати при оптимізації параметрів транспортного процесу.

З аналізу моделі (1) було зроблено відповідні висновки. Вплив показника активності регуляторних систем пасажира до початку виконання елемента руху є суттєвим, адже зумовлює стан пасажира після виконання попередніх елементів руху та описує початковий стан людини перед виконанням наступного елемента. Чим більшим є показник активності регуляторних систем людини до початку виконання елемента руху, тим більшим є значення показника активності регуляторних систем після виконання елемента руху.

Таблиця 3

Результати оцінки моделі зміни показника активності регуляторних систем пасажира при проїзді стоячи у салоні транспортного засобу приміського сполучення

Показники	Значення
Критерій Фішера: табличний розрахунковий	2,09 21,89
Коефіцієнт множинної кореляції	0,94
Середня похибка апроксимації, %	9,01

Вплив віку на адаптивні властивості організму є негативним. Що більшим є вік пасажира, то більшою буде втома. Це пояснюється погіршенням роботи систем органів людини із віком, що є природнім процесом. Тому, чим старша людина, то більший вплив на її адаптивні властивості матиме транспорт та статична позиція стоячи.

Час руху також має негативний вплив на показник активності регуляторних систем. Із плином часу накопичується втома, пов'язана із тривалим знаходженням в не дуже зручній та майже статичній позі стоячи. Крім того, це пов'язано із динамічними властивостями транспортного засобу та дорожніх умов. Стоячи на пасажира більше впливають коливання пов'язані із рухом транспортного засобу. Більш помітними стають дефекти дорожнього полотна та більший вплив мають

погодні та дорожні умови. Всі ці фактори суттєво впливають на наростання втоми пасажира.

Коефіцієнт використання місткості транспортного засобу має суттєвий вплив на стан пасажира, що їде стоячи. Адже що більшим є даний коефіцієнт, то менше залишається особистого простору для пасажира. Це суттєво обмежує можливість змінювати позу при стоянні, розминати м'язи і тим самим зменшувати вплив на свій організм. Також при великому значенні коефіцієнта використання місткості має місце процес штовхання пасажирами один одного, що також негативно впливає як на емоційний так і на психо-фізичний стан людини, що в свою чергу негативно впливає на адаптивні можливості організму людини.

Відношення вартості нового автобуса до номінальної місткості має позитивний вплив на організм людини. Це зумовлене більшою ергономічністю салону транспортного засобу, що в свою чергу сприяє зменшенню втоми під час проїзду.

Висновки. Проведений аналіз підходів щодо оцінки параметрів приміської транспортної системи перевезення пасажирів у приміському сполученні показав, що вони не повністю враховують вплив параметрів транспортного процесу на рівень транспортної стомлюваності пасажирів. Цей рівень можливо оцінити через значення показника активності регуляторних систем пасажира при виконанні кожного елементу процесу переміщення.

Виявлено, що зміна показника активності регуляторних систем пасажира при проїзді стоячи у салоні транспортного засобу приміського сполучення з достатньою точністю описується нелінійним регресійними рівнянням, в якому як змінні виступають значення показника активності регуляторних систем до початку проїзду, вік пасажира, час проїзду, коефіцієнт використання місткості транспортного засобу та відношення вартості нового автобуса до номінальної місткості. Напрямоком подальших досліджень є описання зміни показника активності регуляторних систем пасажирів при виконанні інших елементів переміщення.

Список використаних джерел

1. Спирин, И.В. Организация и управление пассажирскими автомобильными перевозками [Текст] / И.В. Спирин. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 400 с.
2. Давідіч, Ю.О. Проектування автотранспортних технологічних процесів з урахуванням психофізіології водіїв [Текст]: монографія / Ю.О. Давідіч. – Харків: ХНАДУ, 2006. – 292 с.
3. Гудков, В.А. Пассажи́рские автомобильные перевозки [Текст] / В.А. Гудков, Л.Б. Миротин, А.В. Вельможин, С.А. Ширяев; под ред. В.А. Гудкова. – М.: Горячая линия – Телеком, 2004. – 448 с.
4. Доля, В.К. Пасажи́рські перевезення [Текст] / В.К. Доля. – Харків: Видавництво «Форт», 2011. – 504 с.
5. Гюлев, Н.У. Выбор рационального количества автобусов на маршрутах города с учетом влияния человеческого фактора [Текст]: дис...канд. техн. наук: 05.22.10 / Гюлев Н.У. - Харьков: ХАДИ, 1993. – 174 с.
6. Пассажи́рские автомобильные перевозки [Текст] / Л.Л. Афанасьев, А.И. Воркут, А.Б. Дьяков, Л.Б. Миротин, Н.Б. Островский. – М.: Транспорт, 1986. – 220 с.
7. Ефремов, И.С. Теория городских пассажирских перевозок [Текст]: учеб. пособие для вузов / И.С. Ефремов, В.М. Кобозев, В.А. Юдин. – М.: Высш. школа, 1980. – 535 с.
8. Галушко, В.Г. Вероятностно-статистические методы на автотранспорте [Текст] / В.Г. Галушко. – К.: Вища школа, 1976. – 232 с.
9. Френкель, А.А. Многофакторные корреляционные модели производительности труда [Текст] / А.А. Френкель. – М.: Экономика, 1966. – 96 с.
10. Митропольский, А.К. Техника статистических вычислений [Текст] / А.К. Митропольский. – М.: Наука, 1971. – 576 с.

Рецензент д-р техн. наук, професор М.П. Ремарчук

Григорова Тетяна Михайлівна, канд. техн. наук, доцент кафедри технічного забезпечення військової академії м. Одеси. Тел.: 050 333 6623. E-mail tagrigorova@ yandex.ru.

Grygorova Tatiana, the candidate tehn., assistant professor of logistics military academy m. Odessa. Tel.: 050 333 6623. E-mail tagrigorova@ yandex.ru.



Українська державна академія залізничного транспорту

Науково-дослідна частина

61050, Харків-50, пл. Фейєрбаха, 7, до. 1.318

ф. (+38057) 771-46-83, 730-10-05, 730-19-37

www.kart.edu.ua

nich@kart.edu.ua

Наукова діяльність академії зосереджена на ключових напрямках науково-технічного прогресу транспортної галузі. Академія пропонує співпрацю в спільних наукових дослідженнях на залізничному транспорті, по проблемах наукового забезпечення, створення, експлуатації, обслуговування і ремонту інфраструктури та рухомого складу, з метою отримання ефекту, направлено на зменшення експлуатаційних витрат.

Академія активно бере участь у виконанні державних і галузевих комплексних і цільових програм: «Транспортні коридори України», «Безпека руху на залізницях України», «Швидкісний залізничний транспорт», «Електрифікація залізниць України».

Науково-дослідна робота в академії виконується по наступних напрямках прикладних наукових і науково-технічних розробок у сфері розвитку національної транспортної мережі:

- - логістика і логістичні технології;
- - тяговий рухомий склад залізниць в т.ч. тепловози, дизель-поїзди, електропоїзди, вагони;
- - дизельні силові установки, паливна економічність;
- - паливомастильні і хімічні матеріали;
- - метали і сплави;
- - проблеми екології на залізницях;
- - механізація вантажно-розвантажувальних робіт;
- - автоматизація управління рухом поїздів;
- - управління експлуатаційною роботою;
- - транспорт, зокрема промисловий, транспортне будівництво;
- - телекомунікаційні системи і мережі;
- - автоматизоване управління транспортними процесами;
- - енергомашинобудування;
- - промисловість будівельних матеріалів;
- - колійні вантажно-розвантажувальні і будівельні машини;
- - ремонт і експлуатація транспортних засобів;
- - сертифікація, стандартизація і якість продукції та послуг залізничного транспорту;
- - маркетинг і економіка транспорту;
- - фінанси, облік і аудит.

Тематика НДР кафедр і лабораторій, виконання договорів:

"Логістичні технології на транспорті і взаємодія видів транспорту"	Альошинський Є.С.	т. 730-19-55 tsl@kart.edu.ua
"Підвищення паливно-експлуатаційної економічності та покращення екологічних показників дизельної тяги"	Фалендиш А.П.	т. 730-10-77 ttd@kart.edu.ua
"Управління технологічною експлуатацією та ремонтом тягового рухомого складу"	Тартаковський Е.Д.	т. 730-19-98 errs@kart.edu.ua
"Механізація вантажно-розвантажувальних та шляхових робіт на залізничному транспорті"	Романович Є.В.	т. 730-10-72 spprm@kart.edu.ua
"Підрейкові основи і спецзалізобетон"	Плугін А.А.	т. 730-10-63 bmcs@kart.edu.ua
"Автоматизовані вентиляльні електромеханічні системи тяги"	Щербак Я.В.	т. 730-10 – 73 aset@kart.edu.ua
"Мікропроцесорні засоби автоматизації об'єктів залізничного транспорту"	Мойсеєнко В.І.	т. 730-10-61 scs@kart.edu.ua

Загальні питання транспортних та будівельних технологій

"Корозія і захист від корозії конструкцій і споруд залізниць"	Плугін А.М.	т. 730-10-64 bmcs@kart.edu.ua
"Автоматика та телемеханіка"	Бойнік А.Б.	т. 730-10-32 at@kart.edu.ua
"Забезпечення збереження вантажів при перевезенні і умов перевезень"	Запара В.М.	т. 730-10-85 uvkr@kart.edu.ua
"Телекомунікаційні мережі"	Приходько С.І.	т. 730-10-84 ts@kart.edu.ua
"Автоматизовані системи управління процесами перевезень"	Бабаєв М.М.	т. 730-19-96 eltech@kart.edu.ua
"Безстикові колії"	Даренський О.М.	т. 730-10-58 ppx@kart.edu.ua
"Електрошлакові та зміцнюючі технології транспортних металів і сплавів"	Тимофєєва Л.А.	т. 732-28-84 mtv@kart.edu.ua
"Хімотологічна"	Воронін С.В.	т. 730-10-66 spprm@kart.edu.ua
"Економіка залізничного транспорту"	Дейнека О.Г.	т. 730-10-45 ezt@kart.edu.ua
"Безпека руху"	Мороз В.П.	т. 730-10-33 at@kart.edu.ua
"Електричний моторвагонний рухомий склад"	Яцько С.І.	т. 730-10-72 aset@kart.edu.ua

Академія забезпечує підготовку науково-педагогічних кадрів через докторантуру по 14 спеціальностям і аспірантуру – по 23 спеціальностям. Підготовка фахівців вищої кваліфікації (кандидатів і докторів наук) проводиться для залізниць і підприємств транспортного комплексу України.

Академія є засновником трьох видань, занесених ВАК України в перелік спеціалізованих, і пропонує взяти участь в публікаціях передового досвіду в таких виданнях:

- Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту, який виходить 8 разів на рік;
- "Вісник економіки транспорту і промисловості", який виходить 4 рази на рік;
- Журнал «Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті», який виходить 6 разів на рік.

Організація винахідницької діяльності в академії направлена на реалізацію єдиної державної політики у сфері науки і інтелектуальної власності, тобто на забезпечення правової охорони і господарського впровадження результатів науково-дослідних робіт.

В даний час академія є власником і підтримує чинність: 53 патенти України на винаходи, 44 деклараційних патентів на корисні моделі.

Найкращі запатентовані розробки академії:

- спосіб вимірювання вологості і визначення вологісного стану ґрунтів, зокрема на глибині;
- спосіб перевезення вантажів у великотоннажних контейнерах рейковим контейнеровозом;
- спосіб перевезення вантажів залізничним вагоном із змінними ходовими частинами;
- система змазування двигуна внутрішнього згорання;
- спосіб виконання вантажних операцій на контейнерному терміналі;
- індуктивно-дротовий датчик для виявлення транспортного засобу в межах певної ділянки шляху;
- спосіб перевезення вантажів негабаритних і великогабаритних на зчепленні універсальних залізничних платформ.

Академія виконає будь-які дослідження і/або наукові послуги з відмічених напрямів для підприємств, які вкладають заощадження в інноваційний розвиток виробництва і трансферу технологій транспортного призначення.

Академія може організовувати і упроваджувати нові високотехнологічні розробки, для чого бере участь в Українсько-російській мережі трансферу технологій відповідно напряму науково-технічної діяльності <http://ukrros.net/>.

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ УКРАЇНСЬКОЇ ДЕРЖАВНОЇ
АКАДЕМІЇ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**ZBIRNIK NAUKOVIH PRAC' UKRAINS'KOI DERZAVNOI
AKADEMIJ ZALIZNICNOGO TRANSPORTU**

Випуск 148

Збірник включено до переліку № 1 наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (Постанова президії ВАК України № 1-05/4 від 26 травня 2010 р.)

Статті друкуються мовою оригіналу в авторській редакції.

Відповідальний за випуск Онопрейчук Д.В.

КВ № 8617 від 06.04.2004 р. Підписано до друку 24.09.2014 р.
Формат паперу 60x84 1/8. Папір писальний.
Умовн.-друк.арк. 19,0. Тираж 105. Замовлення № .

Видавець Українська державна академія залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейербаха,7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

Виготовлювач ТОВ «Енергозберігаючі технології»
61050, Харків, Харківська набережна,8.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 1360 від 19.05.2003р.